

**DISEÑO DE CHASIS PARA VEHÍCULO SUPERMILEAGE PARA LA COMPETENCIA  
SHELL ECO-MARATHON AMÉRICAS**

**GONZALO GUEVARA HINCAPIÉ**

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA  
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA  
PEREIRA**

**2020**

**DISEÑO DE CHASIS PARA VEHÍCULO SUPERMILEAGE PARA LA COMPETENCIA  
SHELL ECO-MARATHON AMÉRICAS**

**GONZALO GUEVARA HINCAPIÉ**

**Modalidad:**

**TRABAJO DE INVESTIGACIÓN FORMATIVA**

**Director del proyecto:**

**CARLOS ANDRÉS MESA MONTOYA**

**Ingeniero mecánico, M. Sc.**

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE  
PEREIRA FACULTAD DE INGENIERÍA  
MECÁNICA PEREIRA**

**2020**

## CONTENIDO

	pág.
<b>INTRODUCCIÓN</b>	10
<b>PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA</b>	11
<b>OBJETIVOS</b>	12
<b>OBJETIVO GENERAL</b>	12
<b>OBJETIVOS ESPECÍFICOS</b>	12
<b>ESTRUCTURA DEL TRABAJO DE GRADO</b>	13
<b>1. INTRODUCCIÓN DE CONCEPTOS Y TEORÍA</b>	14
<b>1.1. COMPETENCIA SHELL ECO-MARATHON</b>	14
1.1.1. Reglamento	14
<b>1.2. CHASIS</b>	16
<b>1.3. CARGAS DE DISEÑO</b>	18
<b>1.4. CENTRO DE GRAVEDAD</b>	19
<b>1.5. ESFUERZOS</b>	20
<b>1.6. CRITERIOS SOBRE RIGIDEZ</b>	21
<b>1.7. MATERIALES DE FABRICACIÓN</b>	22
1.7.1. Resistencia	22
1.7.2. Acero	22
<b>1.8. SISTEMA DE DIRECCIÓN</b>	25
1.8.1. Ackerman	26
1.8.2. Ángulo de giro máximo	29
1.8.3. Geometría de las ruedas	29
<b>2. DISEÑO Y DINÁMICA DEL VEHÍCULO</b>	31
<b>2.1. DISEÑO DEL CHASIS</b>	31
2.1.1. Espacio para el conductor	31
2.1.2. Triangulación	32

2.1.3. Modelado del chasis	33
2.1.4. Diseño final del chasis	34
<b>2.2. CARGAS ESTÁTICAS Y DINÁMICAS</b>	<b>36</b>
2.2.1. Reacciones en cada rueda	36
2.2.2. Peso transferido	39
<b>3. SIMULACIÓN CAE</b>	<b>43</b>
<b>3.1. MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS</b>	<b>43</b>
<b>3.2. PRE-PROCESO</b>	<b>44</b>
3.2.1. Geometría del chasis	44
3.2.2. Material utilizado	47
3.2.3. Modos de fallo de los materiales empleados	48
3.2.4. Dependencia del mallado	48
<b>3.3. RESOLUCIÓN Y POST PROCESO DEL CHASIS A DIFERENTES CARGAS</b>	<b>50</b>
3.3.1. Análisis del chasis sometido a cargas de flexión	51
3.3.2. Análisis del chasis sometido a cargas de torsión	54
3.3.3. Análisis del chasis sometido a cargas de impacto frontal	57
3.3.4. Análisis del chasis sometido a cargas frenado y peso transferido	61
3.3.5. Análisis de la barra antivuelco con la carga exigida del reglamento	64
<b>3.4. DISCUSIÓN DE RESULTADOS</b>	<b>71</b>
<b>4. CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y TRABAJOS POSTERIORES</b>	<b>73</b>
<b>4.1. CONCLUSIONES</b>	<b>73</b>
<b>4.2. APORTES</b>	<b>73</b>
<b>4.3. RECOMENDACIONES Y TRABAJOS FUTUROS</b>	<b>74</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA</b>	<b>75</b>
<b>ANEXOS</b>	<b>77</b>

## LISTA DE FIGURAS

	Pág.
<b>Figura 1.</b> Chasis monocasco	15
<b>Figura 2.</b> Eje longitudinal portante	16
<b>Figura 3.</b> Plataforma portante	16
<b>Figura 4.</b> Estructura tubular	17
<b>Figura 5.</b> Centro de gravedad	19
<b>Figura 6.</b> Geometría de giro y condición de Ackerman para el vehículo	26
<b>Figura 7.</b> Trapecio de la dirección del vehículo	27
<b>Figura 8.</b> Ángulo de avance del vehículo	28
<b>Figura 9.</b> Ángulo de caída del vehículo	29
<b>Figura 10.</b> Esquema de la posición del conductor, medidas en mm	31
<b>Figura 11.</b> Cargas en un triángulo	32
<b>Figura 12.</b> Vista isométrica del diseño preliminar	32
<b>Figura 13.</b> Perfiles de la tubería del chasis, unidades en mm	33
<b>Figura 14.</b> Diseño final del chasis	33
<b>Figura 15.</b> Reacciones sobre las ruedas del vehículo supermileage, medidas en mm	35
<b>Figura 16.</b> Reacciones sobre las ruedas frontales del vehículo, medidas en mm	36
<b>Figura 17.</b> Reparto de fuerzas al momento de frenado	38
<b>Figura 18.</b> Modelo CAD del chasis	43
<b>Figura 19.</b> Croquis en elementos tipo viga	44
<b>Figura 20.</b> Intercepción de los elementos viga	45
<b>Figura 21.</b> Diseño preparado	45

<b>Figura 22.</b> Engeneering data	46
<b>Figura 23.</b> Chasis sometido a cargas de flexión	48
<b>Figura 24.</b> Máximo esfuerzo vs tamaño de los elementos	49
<b>Figura 25.</b> Aplicación de las cargas en el análisis a flexión	51
<b>Figura 26.</b> Sujeción para el análisis a flexión	51
<b>Figura 27.</b> Deformación total para el análisis a flexión	52
<b>Figura 28.</b> Máximo esfuerzo para el análisis a flexión	53
<b>Figura 29.</b> Aplicación de las cargas en el análisis a torsión	54
<b>Figura 30.</b> Sujeción para el análisis a torsión	54
<b>Figura 31.</b> Deformación total para el análisis a torsión	55
<b>Figura 32.</b> Esfuerzo máximo para el análisis a torsión	56
<b>Figura 33.</b> Aplicación de las cargas para el análisis de impacto frontal	57
<b>Figura 34.</b> Sujeción para el análisis de impacto frontal	58
<b>Figura 35.</b> Deformación total para el análisis de impacto frontal	58
<b>Figura 36.</b> Máximo esfuerzo para el análisis de impacto frontal	59
<b>Figura 37.</b> Aplicación de las cargas para el análisis de frenado y peso transferido	60
<b>Figura 38.</b> Sujeción para el análisis de frenado y transferencia de peso	61
<b>Figura 39.</b> Deformación total para el análisis de frenado y peso transferido	62
<b>Figura 40.</b> Máximo esfuerzo para el análisis de frenado y transferencia de peso	62
<b>Figura 41.</b> Carga vertical en la barra antivuelco	63
<b>Figura 42.</b> Carga lateral en la barra antivuelco	64
<b>Figura 43.</b> Carga frontal en la barra antivuelco	64
<b>Figura 44.</b> Carga trasera en la barra antivuelco	65
<b>Figura 45.</b> Sujeción barra antivuelco	65
<b>Figura 46.</b> Deformación total para carga vertical barra antivuelco	66

<b>Figura 47.</b> Deformación total para carga lateral barra antivuelco	67
<b>Figura 48.</b> Deformación total para carga frontal barra antivuelco	67
<b>Figura 49.</b> Deformación total para carga trasera barra antivuelco	68
<b>Figura 50.</b> Máximo esfuerzo para carga vertical en la barra antivuelco	68
<b>Figura 51.</b> Máximo esfuerzo para carga lateral en la barra antivuelco	69
<b>Figura 52.</b> Máximo esfuerzo para carga frontal en la barra antivuelco	69
<b>Figura 53.</b> Máximo esfuerzo para carga trasera en la barra antivuelco	70
<b>Figura 54.</b> Reglamento para el piso del vehículo	79
<b>Figura 55.</b> Altura de la barra antivuelco	79
<b>Figura 56.</b> Anchura mínima de la barra antivuelco	80
<b>Figura 57.</b> Vista lateral de las cargas aplicadas en la barra antivuelco	80
<b>Figura 58.</b> Vista superior de las cargas aplicadas en la barra antivuelco	81
<b>Figura 59.</b> Resistencia a la fluencia y resistencia última para algunos aceros bajo la norma ASTM A-568	83

## LISTA DE TABLAS

	Pág.
<b>Tabla 1.</b> Resumen del reglamento	14
<b>Tabla 2.</b> Resultados obtenidos en el ensayo a tracción de la tubería de mueble	22
<b>Tabla 3.</b> Relación de ángulos de giro de las ruedas delanteras	26
<b>Tabla 4.</b> Dimensiones principales	34
<b>Tabla 5.</b> Masas soportadas por el chasis	34
<b>Tabla 6.</b> Reacciones del vehículo	37
<b>Tabla 7.</b> Cargas dinámicas del vehículo	40
<b>Tabla 8.</b> Fuerzas de frenado del vehículo	41
<b>Tabla 9.</b> Propiedades del acero	46
<b>Tabla 10.</b> Tamaño y cantidad de elementos	48



## LISTA DE ANEXOS

	Pág.
<b>ANEXO A.</b> Reglamento	77
<b>ANEXO B.</b> Resistencia aceros norma ASTM A-568	83

## INTRODUCCIÓN

La competencia Shell Eco Marathon Américas, es una de las competencias que impulsa a equipos de estudiantes alrededor del mundo para diseñar, construir, ensayar y conducir el vehículo más eficiente en términos energéticos. En ella, los estudiantes van a la pista para poner a prueba sus diseños y descubrir cuál recorre la mayor distancia con la menor cantidad de combustible.

En este proyecto de investigación, se pretende afianzar conocimientos de ingeniería enfocados al diseño y construcción de un vehículo supermileage con fuente de energía principal el Etanol, que cumpla todos los parámetros y normas establecidas en la categoría “Prototipo” de la reconocida competencia internacional Shell Eco-Marathon Américas. Analizando de forma detallada, el diseño, selección, construcción y ensamble de los sistemas de suspensión, sistema de seguridad, motor, dirección, chasis, frenos, transmisión, carrocería, eléctrico y electrónica del vehículo a desarrollar, con el fin de participar en esta prestigiosa competencia.

Lo anterior, será realizado por un grupo de estudiantes de diferentes programas académicos, vinculados al Semillero de Investigación en Materiales Avanzados – SIMAV, adscrito al Grupo de Investigación de Materiales Avanzados – GIMAV-UTP de la Universidad Tecnológica de Pereira, con el acompañamiento de profesores investigadores pertenecientes al grupo y a entidades externas. Adicionalmente, se espera contar con el apoyo de algunas empresas presentes en el territorio nacional, así como del Servicio Nacional de Aprendizaje – SENA, Regional Risaralda.

## **PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA**

Con el fin de integrar diferentes áreas del conocimiento como: Diseño, Materiales, ciencias térmicas, automatización, y demás, en un solo proyecto, la escuela de Tecnología Mecánica y el programa de Ingeniería Mecánica se encuentran trabajando en el diseño y construcción virtual de un vehículo eléctrico utilitario. El cumplimiento de este propósito requiere el estudio de diferentes subsistemas, los cuales son: Chasis, suspensión, dirección, frenos y transmisión; todos estos subsistemas tienen que ser relacionados entre sí y ser desarrollados en forma sistemática, lo que conlleva un gran desafío. Un elemento importante para el desarrollo del proyecto es la concepción del bastidor que es la parte esencial del chasis, parte encargada de soportar el peso de todos los componentes del vehículo y de aportar rigidez al conjunto.

El proyecto requiere una propuesta de una estructura que pueda ser capaz de satisfacer los requerimientos esenciales del bastidor de cualquier vehículo, que son seguridad y rigidez para garantizar su funcionalidad; también se requiere tener en cuenta los requerimientos impuestos por los todos los desarrolladores que trabajan en los demás subsistemas. El estudio y análisis del bastidor serán presentados con el fin de que pueda ser acoplado con los resultados de los demás subsistemas y así obtener el mejor modelo conceptual del vehículo.

## **OBJETIVOS**

### **OBJETIVO GENERAL**

Diseñar un chasis para un vehículo supermileage que cumpla con la reglamentación de la competencia Shell Eco-Marathon Américas.

### **OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Analizar detalladamente la reglamentación de la competencia Shell Eco-Marathon con el propósito de identificar las dimensiones, cargas y recomendaciones dadas en el diseño y simulación del chasis.
- Obtener los parámetros dimensionales del chasis a través de la medición de los componentes que integrarán el vehículo, asimismo las medidas que podría tener el conductor.
- Diseñar un chasis que cumpla con los diferentes requerimientos de carga basado en el reglamento y las condiciones de operación del vehículo.
- Validar el diseño del chasis utilizando herramientas computacionales plenamente reconocidas que garantice un desempeño seguro y confiable bajo condiciones de operación.

## **ESTRUCTURA DEL TRABAJO DE GRADO**

En el capítulo uno, se estudiará el reglamento de la competencia Shell Eco-Marathon Américas el cual es publicado en la página oficial de la competencia, en esta etapa se busca determinar que parte del reglamento entra en la categoría etanol y vehículo prototipo que son las categorías escogidas por el grupo de investigación para la participación en la competencia, después de realizar este proceso se seleccionaran las reglas que sean concernientes al chasis o que influyan directamente en su diseño. De esta manera se satisface lo planteado en el objetivo específico número uno.

Para dar cumplimiento al objetivo específico número dos y tres se presentará parte del capítulo uno y dos en el cual se indicará la metodología utilizada para establecer los requerimientos de carga que tendrá el vehículo, así como las dimensiones de este y las condiciones de óptimo funcionamiento. Es de vital importancia en este proceso definir el conductor y determinar un valor conservador en esta medida para que el vehículo pueda ser utilizado por otros posibles conductores en caso de algún problema. También se diseñará el chasis por medio de herramientas computacionales con los requerimientos de carga basada en las condiciones de operación del vehículo, se realizará la recopilación y análisis de la información técnica de los diferentes sistemas y componentes definidos.

Por último, en el capítulo 3 se presentarán los resultados obtenidos en las simulaciones realizadas en las herramientas computacionales, con el fin de garantizar la integridad estructural del chasis y cumplir con los requerimientos de carga establecidos o esperados respecto a lo estudiado en el primer y segundo capítulo. De esta manera, el capítulo tres da cumplimiento al objetivo específico número cuatro.

## **1. INTRODUCCIÓN DE CONCEPTOS Y TEORÍA**

### **1.1. COMPETENCIA SHELL ECO-MARATHON**

La competencia Shell Eco-Marathon inició en el año de 1939, cuando científicos compañeros del laboratorio de Shell Company, localizado Wood River (Illinois, EE. UU), decidieron hacer una apuesta amistosa para desarrollar un vehículo que llegara lo más lejos posible utilizando la menor cantidad de combustible; el ganador de aquella ocasión alcanzó una eficiencia de 49,7 millas recorridas con un galón de combustible. Desde entonces esta competencia se siguió desarrollando hasta llegar a Europa en el año de 1985 y por primera vez en el año 2007 para América y en el 2010 en Asia [1].

La competencia se celebra cada año con el propósito de premiar el vehículo con el menor consumo energético en las categorías prototipo y concepto urbano, ambas categorías, cuentan con subcategorías según el tipo de energía que emplean, tanto para vehículos con motor de combustión interna (M.C.I.) como para vehículos con motor eléctrico.

La categoría prototipo se enfoca en reducir la resistencia aerodinámica y el peso del vehículo con el objetivo de recorrer la mayor distancia posible utilizando gasolina, etanol, diésel, baterías de litio o celdas de hidrógeno como fuente de energía. Mientras que, la categoría de concepto urbano permite diseñar y construir un vehículo utilitario de cuatro ruedas y dos asientos, con el propósito de ser un vehículo eficiente energéticamente y que, además, se pueda vender comercialmente.

#### **1.1.1. Reglamento**

Para el diseño del chasis y disposición de los componentes del vehículo, se tiene el reglamento dado por la competencia. Las restricciones de las reglas permitirán definir dimensiones, consideraciones de seguridad y opciones de diseño, que posibiliten crear una propuesta apropiada que involucre todos los elementos [2]. En la tabla uno se presenta un resumen con las condiciones y especificaciones necesarias para el diseño y manufactura del chasis.

**Tabla 1.** Resumen del reglamento

<b>REGLAMENTO</b>	<b>Conductor y equipamiento (Artículo 20)</b>	Se define el peso mínimo del conductor y las características de seguridad para el traje, zapatos, casco y guantes.
	<b>Diseño del vehículo (Artículo 25)</b>	Se especifican las condiciones de seguridad para los elementos externos e internos como la carrocería y el habitáculo.
	<b>Chasis y monocasco (Artículo 26)</b>	Se establecen los elementos y dimensiones mínimas de seguridad en el diseño del chasis como la barra antivuelco.
	<b>Posición del conductor (Artículo 33)</b>	Se definen las dimensiones que debe tener el conductor respecto a la barra antivuelco.
	<b>Dimensiones (Artículo 39)</b>	Se definen las dimensiones máximas y mínimas del vehículo como la altura, ancho de vía y la distancia entre ejes.
	<b>Radio de giro y volante (Artículo 42)</b>	Se establece el valor para el radio de giro del vehículo.

## 1.2. CHASIS

El chasis es considerado una de las partes más importantes de un vehículo, es la estructura que soporta cada uno de los elementos y protege a sus ocupantes en caso de un accidente. En los vehículos de competición se utilizan dos tipos de chasis, monocasco y tubular, el chasis monocasco conforma junto con la carrocería, un solo elemento diseñado para que las cargas sean absorbidas por todo el vehículo, mientras que, en el chasis tubular, comúnmente se utilizan las cerchas o estructuras articuladas para generar una estructura rígida.



**Figura 1.** Chasis monocasco [3]

En cuanto al comportamiento mecánico hay que decir que el chasis es más rígido que la carrocería, y al momento de un choque, se espera que la carrocería se deforme completamente para no transmitir la energía de la colisión al conductor, y que el chasis se deforme poco para no alterar las características de la conducción [4].

Debido al presupuesto limitado del equipo y al proceso de manufactura que se necesitaría para construir un chasis monocasco, se decidió establecer alternativas que permitieran utilizar otros materiales y formas como el chasis tubular. Dentro de las diferentes alternativas de los chasis tubulares existen algunas variantes como el chasis de eje longitudinal portante, plataforma portante y estructura tipo cercha. A continuación, se muestran las características de cada una de estas alternativas comúnmente usadas por los distintos equipos que participan en la competencia.



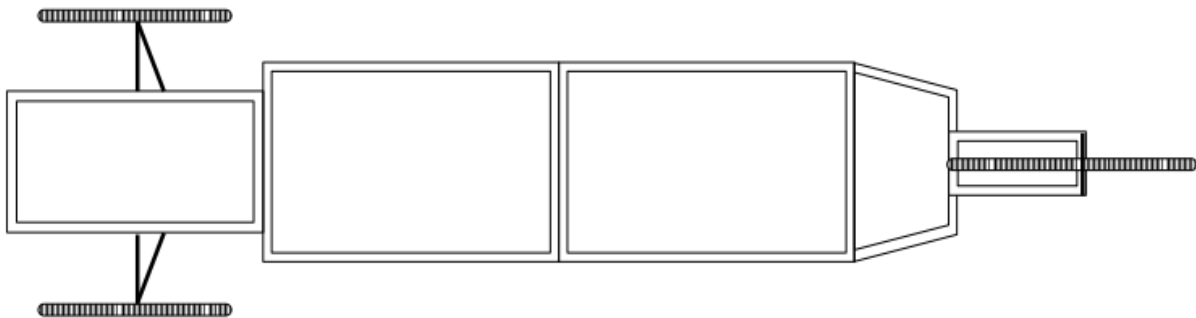
- **Eje longitudinal portante:** este tipo de chasis se basa en una estructura independiente de la carrocería. Se compone de una columna vertebral tubular (generalmente su sección transversal es rectangular) y de unos travesaños dispuestos perpendicularmente, los cuales sirven para sujetar las ruedas delanteras y para ubicar el arco de seguridad que protege al conductor en caso de un volcamiento.



**Figura 2.** Eje longitudinal portante [5]

Es un bastidor rígido y su diseño sencillo permite que su construcción sea fácil, pero, no proporciona protección contra colisiones laterales, por lo tanto, la estructura tiene que ser combinada con un cuerpo que compense esta deficiencia. Asimismo, tiene poca capacidad de resistencia a la torsión longitudinal.

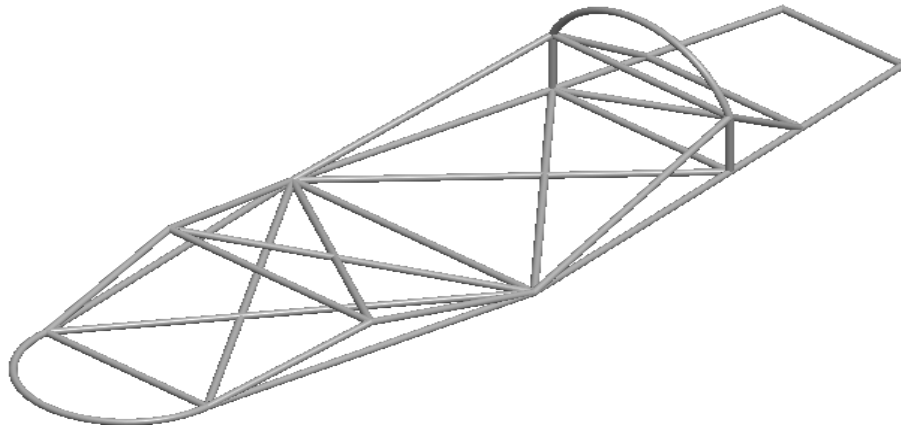
- **Plataforma portante:** es un bastidor formado por una plataforma rígida, que lleva todos los elementos mecánicos, el cual podría circular sin carrocería. Su forma estructural puede ser, tanto irregular (no rectangular), como regular (rectangular).



**Figura 3.** Plataforma portante [5]

Se compone de dos perfiles longitudinales, unidos entre sí por algunos travesaños que se disponen perpendicularmente. Al igual que el anterior tipo de chasis, su diseño no es tan complejo, permitiendo que su proceso de fabricación sea fácil. No dispone de protección contra colisiones laterales y presenta poca capacidad de resistencia a la torsión.

- **Chasis tubular tipo cercha:** está formado por tubos de acero o de aluminio de sección circular o cuadrada que conforman una estructura articulada definida por medio de triangulaciones; normalmente van soldados entre ellos, aunque existe la posibilidad de optar por uniones atornilladas en ciertas partes del chasis, pero este tipo de unión es poco utilizada.



**Figura 4.** Estructura tubular

Las ventajas obtenidas al fabricar un chasis tipo cercha es que se consigue una mayor rigidez a la torsión y una mayor resistencia a cualquier tipo de esfuerzo. Su principal inconveniente es la complejidad y la larga duración en el proceso de fabricación. Esto hace prácticamente inviable su producción en serie [6].

### 1.3. CARGAS DE DISEÑO

Quizá la tarea más importante y difícil que debe enfrentar un diseñador de estructuras es la estimación de cualquier carga que recibirá una estructura durante su vida útil. No debe omitirse la consideración de cualquier carga que pueda llegar a presentarse. Después de que se han estimado las cargas es necesario investigar las combinaciones más desfavorables que pueden ocurrir en un momento dado. Es así como, de acuerdo con las recomendaciones, se conoce que las cargas críticas que soportará el vehículo son por carga muerta, carga de frenado y por cargas de impacto.

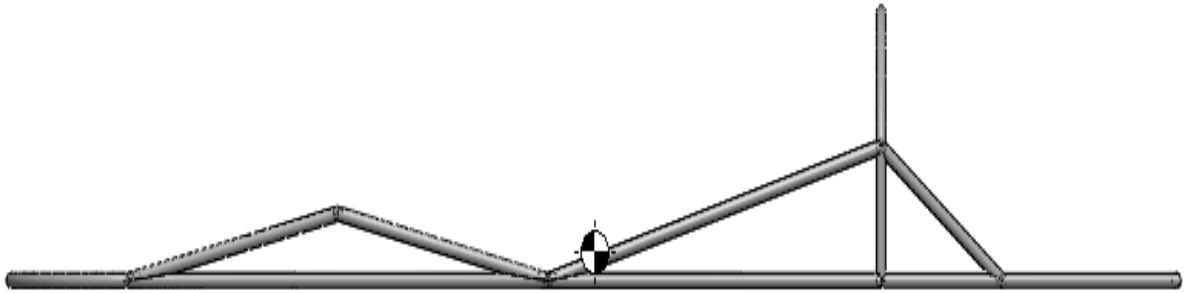
- **Carga muerta:** corresponde al peso total del chasis en condiciones operativas, lo que incluye todos los componentes estructurales y no estructurales permanentes; es decir, la carrocería terminada con todos sus accesorios. Las cargas muertas son cargas de magnitud constante que permanecen fijas en un mismo lugar. Éstas son el peso propio de la estructura y otras cargas permanentemente unidas a ellas.
- **Carga de frenado:** corresponde a la fuerza producida por el frenado del vehículo. Se asume una desaceleración mayor o igual a  $4 \text{ m/s}^2$ .
- **Carga de impacto:** corresponde a la fuerza producida en una situación desafortunada que pueda tener el conductor al producirse una colisión, siendo la fuerza de impacto la más crítica para el diseño de la estructura. La fuerza de impacto se puede establecer de manera frontal, lateral y superior.
  - a) Impacto Frontal: se asume un incremento de la masa del vehículo de 8 g.
  - b) Impacto Lateral: se asume un incremento de la masa del vehículo de 4 g.
  - c) Impacto Superior: se asume un incremento de la masa del vehículo de 2 g [7] [8].

#### 1.4. CENTRO DE GRAVEDAD

Aunque en este tipo de vehículos la distribución de las cargas es limitada principalmente por el espacio, es necesario tener en cuenta la disposición de los pesos al momento de diseñar el chasis, ya que de esto dependerá el centro de gravedad del vehículo, el cual juega un papel fundamental en el comportamiento sobre la pista. Es deseable que el centro de gravedad esté lo más bajo posible, porque de esta manera se producen menos problemas dinámicos de conducción como el frenado en las curvas [9].

Es posible determinar la posición del centro de gravedad de forma experimental al conocer el peso total del vehículo, utilizando una báscula para luego implementar las ecuaciones correspondientes. También existe otra alternativa mediante la utilización de un software CAD, técnica que consiste en simular el vehículo con sus componentes y definiéndole claramente cada uno de los parámetros que intervienen para su modelado.

Esta herramienta actualmente está siendo muy utilizada, debido a que el modelado de cualquier sistema elimina un gran número de iteraciones en la fabricación y revisión de prototipos, así como en ensayos de laboratorio y su implementación en el proceso de diseño representa un gran ahorro económico y de tiempo. En este trabajo se determinará el centro de gravedad del prototipo con la ayuda del software SolidWorks y con los pesos de algunas componentes principales como el conductor, motor y chasis.



**Figura 5.** Centro de gravedad

Una vez determinado la ubicación del centro de gravedad, se pueden conocer las cargas que se transmiten a los apoyos de las ruedas, tanto para el caso estático como dinámico, para el segundo caso se puede citar como ejemplo una frenada brusca, en la que se produce una transmisión de peso desde la parte posterior hacia la parte frontal.

## 1.5. ESFUERZOS

“El esfuerzo es una propiedad de estado en un punto específico dentro de un cuerpo” la misma que está en función de una carga, geometría, temperatura y el proceso de manufactura. Los conceptos de esfuerzo y resistencia dan una clara explicación al momento de diseñar, para que el diseño de un producto sea óptimo, la resistencia debe superar al esfuerzo con un margen suficiente con el fin de evitar fallas [10] [3].

- **Esfuerzo Axial:** el esfuerzo axial (esfuerzo normal) es el esfuerzo interno o resultante de las tensiones perpendiculares (normales) a la sección transversal de un prisma mecánico. Dada una sección transversal al eje longitudinal de una viga el esfuerzo normal es la fuerza resultante de las tensiones.

- **Esfuerzo Cortante:** es el esfuerzo interno o resultante de las tensiones paralelas a la sección transversal de un prisma mecánico como por ejemplo una viga o un pilar. Este esfuerzo está directamente asociado a la tensión cortante. El efecto del peso del conductor y del resto de elementos anclados al chasis generan unas cargas verticales las cuales provocarán deformaciones a flexión en el eje longitudinal del vehículo [7].

## 1.6. CRITERIOS SOBRE RIGIDEZ

La rigidez es la capacidad de un objeto sólido o elemento estructural para soportar esfuerzos sin adquirir grandes deformaciones o desplazamientos. La rigidez para elementos estructurales tipo barra es función de las siguientes propiedades:

$$K(E, I, G, A, J) \quad (1)$$

donde:

$E$ : Módulo de elasticidad o módulo de Young.

$G$ : Módulo de elasticidad transversal.

$I$ : Momento de inercia.

$A$ : Área de la sección.

$J$ : Momento polar de inercia cortante.

En la rigidez de un chasis, en principio se tienen en cuenta dos aspectos: la rigidez a flexión y la rigidez torsional.

- **Rigidez a flexión:** se refiere a cuanto flecta el chasis debido a la carga de los diferentes elementos que conforman el vehículo.
- **Rigidez torsional:** se refiere a cuanto se deforma un chasis debido a un esfuerzo de torsión que, por ejemplo, se da cuando una de las ruedas delanteras pasa por un bache mientras que las demás no. Esta es la característica que se debe cuidar para poder validar un chasis en cuanto a rigidez.

## 1.7. MATERIALES DE FABRICACIÓN

### 1.7.1. Resistencia

La resistencia es una propiedad de un material o un elemento mecánico que depende de su fabricación, el tratamiento y el procesamiento del material, en otras palabras “la resistencia es una propiedad inherente de una parte”. Varios procesos en los metales y tratamientos térmicos influyen y causan variaciones de resistencia de punto a punto [10] [3].

- **Resistencia última a la tensión ( $S_u$ ):** la resistencia última se considera el punto máximo de la curva esfuerzo deformación, en este punto se mide el máximo esfuerzo aparente, ya que después de este punto la curva empieza a descender, indicando la falla del material.
- **Resistencia de fluencia ( $S_y$ ):** se denomina a la parte del diagrama esfuerzo deformación, donde la deformación del material aumenta con poco o ningún incremento de esfuerzo, el punto de fluencia indica que el material ya ha cedido en forma plástica y permanente.
- **Resistencia al corte ( $S_{ys}$ ):** tanto la resistencia a la fluencia como la resistencia última al corte evitan que el elemento presente cizallamiento en una dirección tangente a la cara sobre la cual actúa la fuerza.
- **Resistencia a la fatiga ( $S_e$ ):** los elementos o piezas sometidas a cargas repetidas o a condiciones de esfuerzo que varían en función del tiempo, fallan debido al fenómeno de fatiga. Los materiales se someten y se prueban bajo condiciones controladas de carga cíclica, con el fin de determinar la resistencia a la fatiga de dichas materiales [11].

### 1.7.2. Acero

A lo largo de los años, los equipos que participan en la competencia se han dedicado a mejorar el diseño del chasis, buscando una mayor seguridad, maniobrabilidad, mejores prestaciones, menor peso y, por lo tanto, menor consumo de combustible. Una manera de conseguirlo es utilizando otros tipos de materiales diferentes al acero, como el aluminio y materiales compuestos; el inconveniente es el alto costo de fabricación comparado con el acero [12].

Para la construcción del chasis se decidió utilizar acero estructural como material principal, el cual, comparado con el aluminio no requiere de un proceso de soldadura especializado y tiene un costo menor por metro de tubería.

Los procesos de fabricación de los aceros estructurales pueden ser en caliente o en frío. Los perfiles tubulares conformados en frío se sueldan siempre, y los perfiles tubulares acabados en caliente, aunque la mayoría son soldados, pueden no presentar costura. Para el caso de la construcción de un chasis tubular lo más usual es utilizar perfiles tubulares conformados en frío.

Los perfiles tubulares de acero estructural que se encuentran disponibles en el mercado se conocen como tubería de mueble o tubería cold rolled. Este tipo de tubería tiene una composición de carbono del 0,05 % al 0,15 % y cumple con las normas ASTM A-568, AISI/SAE 1008, 1010, JIS G 3141 SPCC SD o ASTM A 1008 [13]. En el anexo B se muestran los valores de la resistencia a la fluencia y la resistencia ultima para diferentes composiciones de carbono según la norma ASTM A-568.

**Tabla 2.** Resultados obtenidos en el ensayo a tracción de la tubería de mueble

<b>Campo</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidad</b>
Referencia	Supermileage01	
Fecha del ensayo	03/11/2017	
Sección	Tubular	
Área	82,938	mm <sup>2</sup>
Longitud	600	mm
Velocidad	5	mm/min
Fuerza máxima	26514,6	N
Resistencia tracción	319,7	MPa
Límite elástico	0,2	%
Límite convencional	314,5	MPa
Límite superior cedencia	314,5	MPa
Límite inferior cedencia	313,1	MPa
Deformación máxima longitud	94,76	mm

En el laboratorio de resistencia de materiales de la Universidad Tecnológica de Pereira con el apoyo del Doctor Gabriel Calle, director del laboratorio, se realizaron algunas pruebas de tracción a los tubos de acero estructural que podrían conformar el chasis del vehículo con el objetivo de conocer algunas propiedades mecánicas como la resistencia última, elongación y resistencia a la fluencia. Es así como, de acuerdo con la tabla dos, se establece que dichos tubos se encuentran dentro de los valores esperados para la resistencia a la fluencia, con un valor de 300 MPa; con este valor se podrá identificar y seleccionar el material dentro de la simulación en el capítulo 3.

A continuación, se presentan algunas características importantes para tener en cuenta sobre el acero estructural durante el proceso de diseño, simulación y manufactura:

- El acero se acerca más en su comportamiento a las hipótesis de diseño que la mayoría de los materiales, gracias a que sigue la ley de Hooke hasta esfuerzos bastante altos.
- La alta resistencia del acero por unidad de peso implica que será relativamente bajo el peso de las estructuras.
- La naturaleza dúctil de los aceros estructurales comunes les permite fluir localmente en esos puntos, evitándose así fallas prematuras. Una ventaja adicional de las estructuras dúctiles es que, al sobrecargarlas, sus grandes deflexiones ofrecen evidencia visible de la inminencia de falla.
- Los aceros estructurales son tenaces, es decir, pueden absorber energía en grandes cantidades. Esta es una característica muy importante porque implica que los miembros de acero pueden someterse a grandes deformaciones durante su formación y montaje, sin fracturarse, siendo posible doblarlos, martillarlos, cortarlos y taladrarlos sin daño aparente.
- Gran facilidad para unir diversos miembros por medio de varios tipos de conexión como son la soldadura, los tornillos y los remaches.
- Su módulo de elasticidad es superior al de muchos otros materiales, como por ejemplo el titanio y el aluminio, con lo que el tamaño de la sección de tubo necesario para tener una misma rigidez es menor.
- La resistencia del acero puede reducirse si se somete a un gran número de inversiones del sentido del esfuerzo, o bien, a un gran número de cambios de la magnitud del esfuerzo.



- Bajo ciertas condiciones, el acero puede perder su ductilidad y la falla frágil puede ocurrir en lugares de concentración de esfuerzos. Las cargas que producen fatiga y muy bajas temperaturas agravan la situación.

## 1.8. SISTEMA DE DIRECCIÓN

El sistema de dirección tiene la misión de orientar las ruedas delanteras para que el vehículo tome la trayectoria deseada por el conductor, además debe brindar seguridad y comodidad durante la conducción. Este sistema depende íntegramente de su geometría de dirección y de giro.

- **Geometría de la dirección:** se entiende por alineación de la dirección de un vehículo a la condición geométrica que tiene que cumplir todos los órganos que afectan a la dirección (elementos de mando, ruedas y suspensión) para determinar la posición de las ruedas en movimiento sobre el terreno, ya sea en línea o en curva. Estas condiciones, determinadas por la geometría de giro y la geometría de las ruedas, hacen que el vehículo tome la trayectoria deseada por el conductor con toda precisión y haciendo la conducción suave y segura.
- **Geometría de giro:** cuando un vehículo toma una curva, la trayectoria a seguir por las ruedas directrices no es la misma en ambas, ya que cada una de ellas tiene distinto radio de curvatura. Por lo tanto, si la orientación dada a ambas ruedas fuera la misma, cada una de ellas giraría perpendicular al eje de giro con distinto centro de rotación y tomarían la misma trayectoria, ocasionando que una de las ruedas sea arrastrada por la otra produciendo un deslizamiento lateral en ella. Para que esto no ocurra se adopta el cuadrilátero de Ackerman, que consigue dicho efecto con bastante aproximación si la orientación de los brazos de la dirección es tal que, sus prolongaciones se cortan en la mitad del eje trasero.

### 1.8.1. Ackerman

Este término se utiliza para definir la geometría exacta que las ruedas delanteras y directrices deberían adoptar durante un giro; indicando que cuando un vehículo toma una curva, la rueda interior gira alrededor de un círculo más pequeño que la rueda exterior. Existen dos expresiones que se conocen como condición de Ackerman y ángulo de Ackerman, las cuales se pueden definir a partir de la figura seis. Consiste en obtener ángulos girados por las ruedas, teniendo en cuenta, que durante el giro se consideran ángulos pequeños, por lo tanto, la geometría se puede deducir de la siguiente manera:

$$\cot \delta_e = \frac{\frac{R + b}{2}}{L} \quad (2)$$

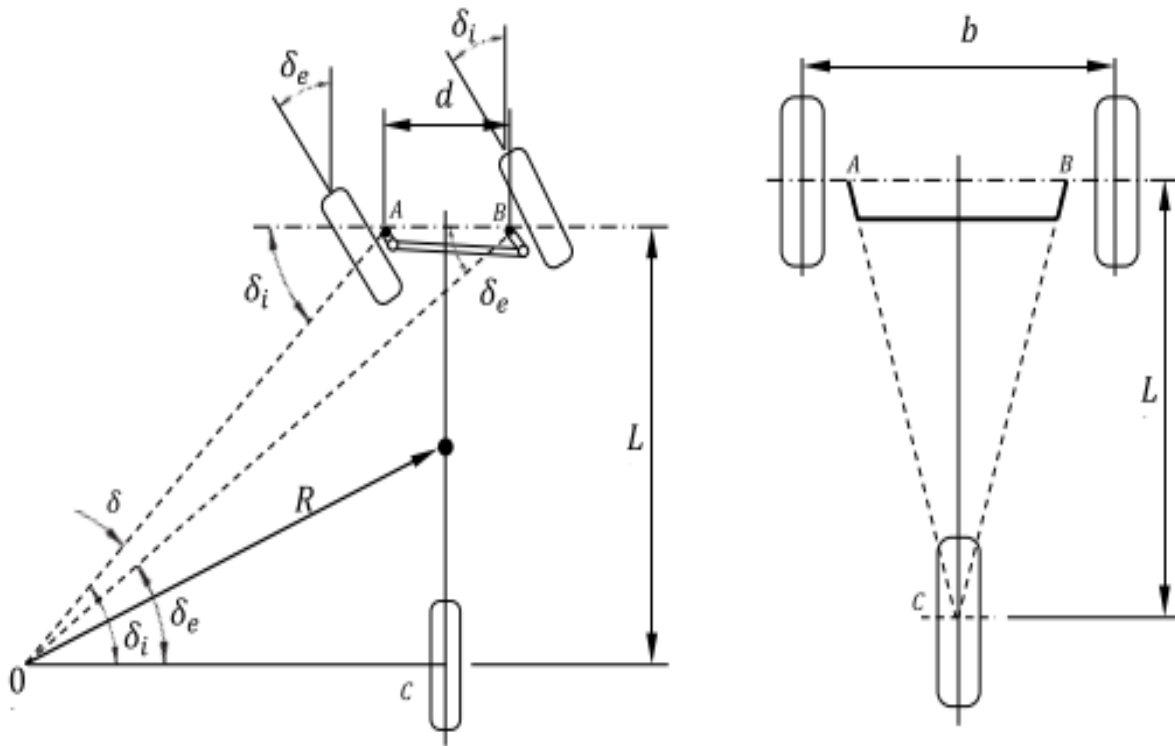
$$\cot \delta_i = \frac{\frac{R - b}{2}}{L} \quad (3)$$

Restando se obtiene la condición de Ackerman:

$$\cot \delta_e - \cot \delta_i = \frac{\frac{R + b}{2}}{L} - \frac{\frac{R - b}{2}}{L} = \frac{b}{L} \quad (4)$$

El ángulo de Ackerman (radianes) se determina con el valor promedio de estos ángulos (suponiendo que son ángulos pequeños):

$$\delta = \tan^{-1} \frac{L}{R} \approx \frac{L}{R} \quad (5)$$



**Figura 6.** Geometría de giro y condición de Ackerman para el vehículo [5]

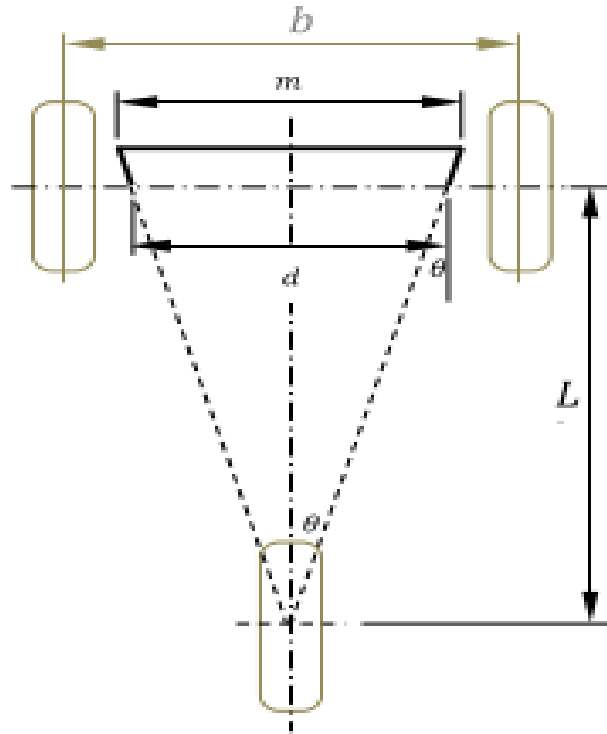
A continuación, se calcularán los ángulos de giro teóricos de dichas ruedas. Utilizando la ecuación (4) se despeja el ángulo interior, quedando en función de la distancia entre ejes  $L$ , el ancho de vía  $b$  y del ángulo externo que es una variable [14].

$$\delta_i = \tan^{-1} \frac{L \tan \delta_e}{L - b \tan \delta_e} \quad (6)$$

**Tabla 3.** Relación de ángulos de giro de las ruedas delanteras

$\delta_e$	0	5,0	10,0	15,0	20,0	25,0	30,0	35,0
$\delta_i$	0	5,2	11,0	17,2	24,1	31,4	39,2	47,4

En la tabla anterior se puede observar que a medida que se van incrementando los ángulos, la diferencia entre ellos es más grande. Estos ángulos son constantes e independientes del radio de giro. Por otro lado, se procede a calcular un trapecio de dirección adecuada para obtener la correlación de los ángulos  $\delta_e$  y  $\delta_i$ .



**Figura 7.** Trapecio de la dirección del vehículo [5]

Del trapecio se puede apreciar que,

$$\tan \theta = \frac{\frac{d}{2}}{L} = \frac{d}{2L} \quad (7)$$

donde:

$\theta$ : Ángulo de orientación de los brazos de la dirección.

$d$ : Distancia entre los ejes de los pivotes de la dirección de las manguetas de las ruedas.

### 1.8.2. Ángulo de giro máximo

Al estudiar el mecanismo de Ackerman, es posible determinar el ángulo de giro máximo. Este ángulo viene determinado de forma que las ruedas puedan girar describiendo un círculo con un radio de 8 m de acuerdo con el reglamento de la competencia.

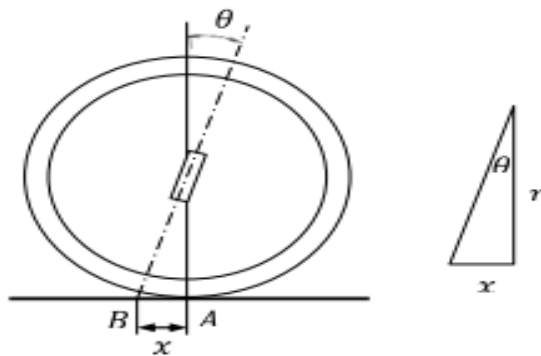
$$\tan \delta_e = \frac{2 L}{r_{max} + b} \quad (8)$$

$$\tan \delta_i = \frac{2 L}{r_{max} - b} \quad (9)$$

### 1.8.3. Geometría de las ruedas

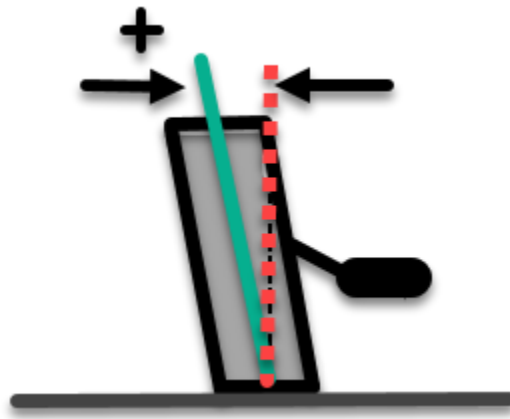
Las ruedas directrices, para un correcto funcionamiento del sistema de dirección, han de cumplir unas determinadas condiciones, llamadas cotas de dirección. Se pretende que, mediante éstas, las ruedas obedezcan fácilmente al volante y no se altere su orientación por las irregularidades del terreno, resultando así una dirección segura y de fácil manejo.

- **Ángulo de avance (Caster):** disminuye las fuerzas que en las curvas actúan sobre las manguetas y sus pivotes. Ejerce un efecto de arrastre. Es necesario dar una inclinación al eje del pivote de la dirección, porque al ser un vehículo de propulsión trasera, la fuerza de empuje de este podría generar cierta inestabilidad en la dirección y vibraciones en las ruedas.



**Figura 8.** Ángulo de avance del vehículo [5]

- **Ángulo de caída (Camber):** facilita el esfuerzo que hay que hacer en el volante, de manera que aproxima el punto de carga con el centro de la huella del neumático en el suelo. Esta cota está íntimamente ligada con la salida. Los valores de este ángulo, aunque suelen estar entre  $0^\circ$  a  $2^\circ$ , generalmente se toma igual a  $0^\circ$ .



**Figura 9.** Ángulo de caída del vehículo

## 2. DISEÑO Y DINÁMICA DEL VEHÍCULO

### 2.1. DISEÑO DEL CHASIS

Tomando como base los conceptos necesarios en cuanto al diseño de un chasis y conociendo las normativas vigentes en el marco de la competencia, se procede a plantear un modelo inicial a partir del conocimiento de algunos factores externos como la velocidad promedio, pendiente, peso de sus componentes, entre otros factores que son necesarios para diseñarlo. Por otro lado, como en cada competencia los vehículos tienen algunas características geométricas comunes, es conveniente revisar los trabajos de los equipos que ya han participado para tener una idea más precisa y acoger las recomendaciones en cuanto al diseño. Algunas de esas recomendaciones se muestran a continuación:

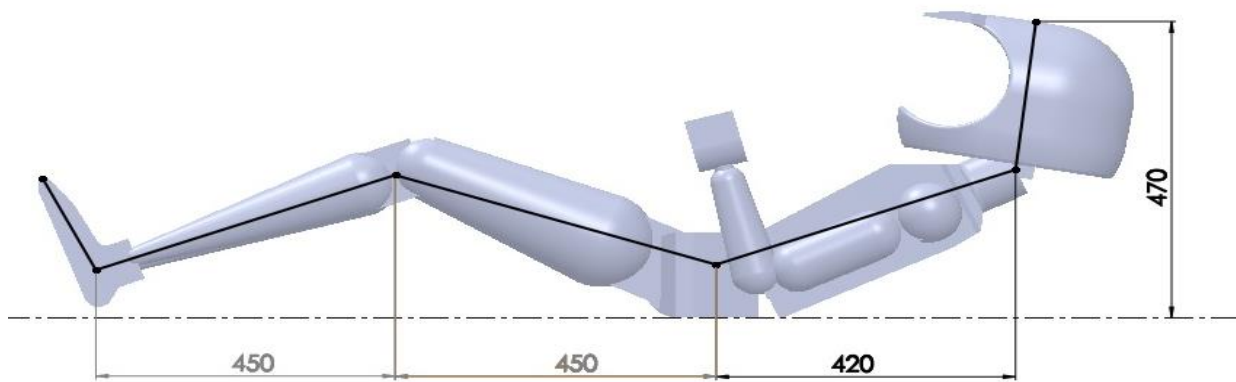
- **Espacio para el motor y la transmisión:** el motor irá ubicado en la parte posterior del chasis. Por lo tanto, al considerar las dimensiones de éste, se deberá disponer de una distancia mayor, dejando un espacio prudente para que la espalda del conductor no quede en contacto con el motor.
- **Arco de seguridad:** este arco deberá extenderse por encima de la cabeza del conductor y el tamaño de sus hombros como se especifica en el reglamento.
- **Habitáculo:** es indispensable modelar el chasis en función de las medidas de un conductor específico, que cumpla con la normativa de la competencia, en la que indica que el conductor debe de tener un peso no menor de 50 kg incluyendo el equipo, como casco, overol, guantes, zapatos, entre otros.

#### 2.1.1. Espacio para el conductor

Lo más importante al momento de definir las dimensiones del habitáculo, es la evacuación del conductor en caso de accidente, así como la previa evaluación de su estado dentro del vehículo, siempre que se garantice una relativa comodidad en la conducción. Por ello, en cuanto al diseño, se tendrá en cuenta lo siguiente:

- Se debe garantizar la facilidad de acceso a los distintos elementos para tareas de mantenimiento.
- La estructura no debe interferir con el conductor en los movimientos que este realice.
- En los pedales se debe garantizar el espacio suficiente para poder manejarlos con relativa facilidad.

Es importante tener en cuenta la posición que adoptará el conductor, ya que esto dará una idea más precisa de algunas medidas significativas. Para ello se realizó un esquema de una persona de estatura y corpulencia promedio en Colombia (1,70 m y 65 kg). Con esto se podrá conocer la longitud de la parte frontal del chasis en la que debe haber un espacio suficiente para que el conductor pueda acomodar sus piernas cómodamente.



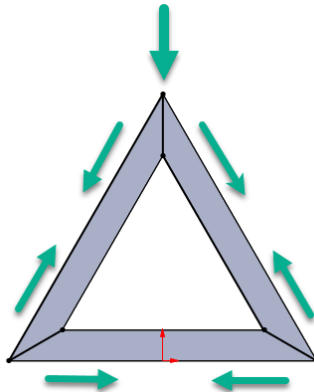
**Figura 10.** Esquema de la posición del conductor, medidas en mm

### 2.1.2. Triangulación

El triángulo es el único polígono que no se deforma cuando actúa sobre él una fuerza. Al aplicar una fuerza de compresión sobre cualquiera de los vértices formado por tres miembros estructurales, automáticamente dos elementos que parten de dicho vértice quedan sometidos a compresión, mientras que el tercero quedará sometida a un esfuerzo de tracción. Cualquier otra forma geométrica que adopten los elementos de una estructura, no será rígida o estable hasta que no se triángule.



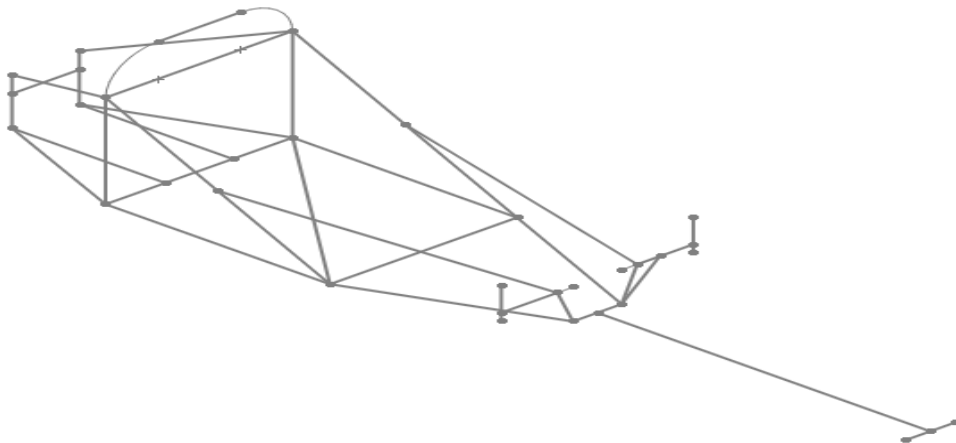
La deformación debida a un esfuerzo axial es mucho menor, en órdenes de magnitud, que la debida a momentos flectores y torsores. Por eso es preferible que se hagan trabajar las barras a esfuerzo axial antes que a momento flector y/o momento torsor. Esto se consigue con las estructuras triangulares. En cuanto al tipo de esfuerzo axial, es preferible la tracción a la compresión para evitar problemas de pandeo.



**Figura 11.** Cargas en un triángulo

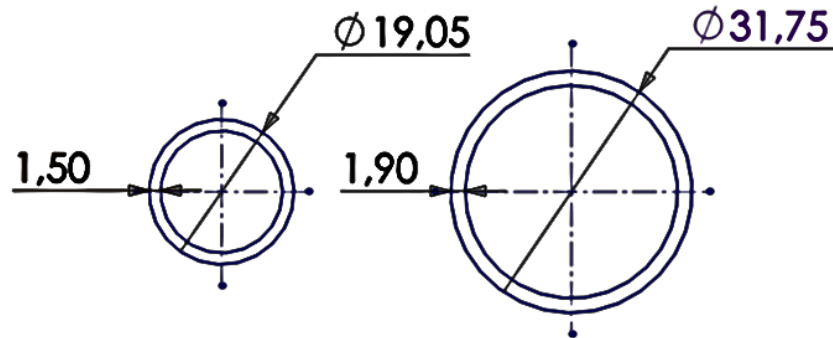
### 2.1.3. Modelado del chasis

En primer lugar, se realizará un croquis mediante líneas que será la base para la construcción de los miembros estructurales. Estas líneas posteriormente podrán ser modificables en medida y ubicación dependiendo de los resultados de la simulación y decisiones del equipo. En la siguiente figura se mostrará el diseño en una vista isométrica y será el punto de partida para definir completamente de la estructura.



**Figura 12.** Vista isométrica del diseño preliminar

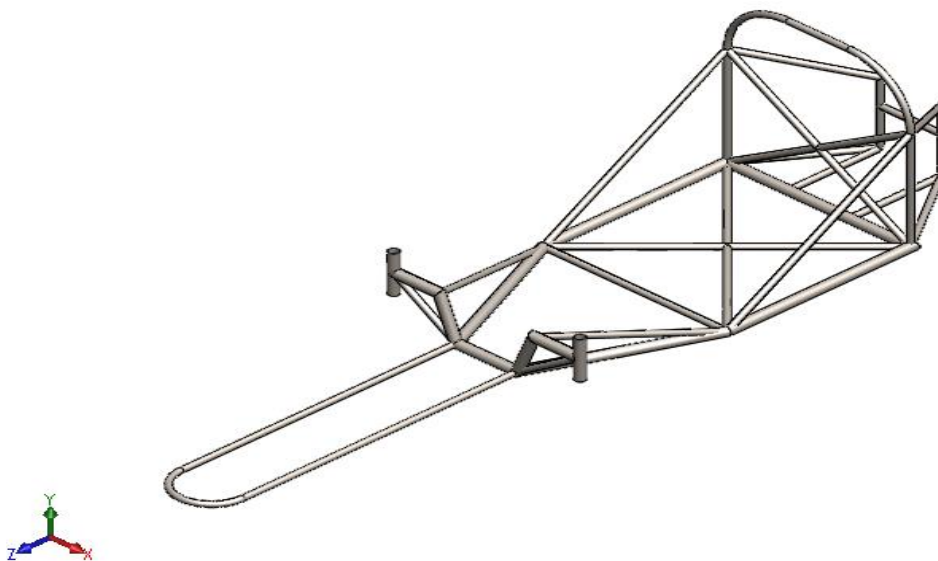
Una vez terminado el diseño preliminar en 3D, se procede a definir el perfil y diámetro de cada elemento que conformara el chasis, en función del catálogo y al material definidos en los capítulos anteriores.



**Figura 13.** Perfiles de la tubería del chasis, unidades en mm

#### 2.1.4. Diseño final del chasis

Se procede a definir las dimensiones necesarias alrededor de toda la estructura para dar cumplimiento con la ubicación de los diferentes elementos y con el reglamento. Algunos de los factores para tener en cuenta al momento de acotar el diseño preliminar son la altura del conductor, la geometría de la dirección, la ubicación del motor y el reglamento. A continuación, se muestran las principales características del vehículo resumidas en varias tablas.



**Figura 14.** Diseño final del chasis

En la siguiente tabla se pueden observar las dimensiones generales del vehículo.

**Tabla 4.** Dimensiones principales

Longitud	2,4 m
Ancho	0,6 m
Altura	0,6 m
Ancho de vía (b)	0,8 m
Distancia entre ejes (L)	1,4 m
Caster	0 °
Camber	0 °

En la tabla cuatro, se debe revisar que se cumplan todas las condiciones de acuerdo con el reglamento, ya que, la dimensión para el ancho de vía debe ser mayor a 0,50 m y menor a 1,30 m, la altura debe ser menor a 1,00 m y la distancia entre ejes mayor a 1,00 m. También la relación entre la altura y el ancho de vía debe ser menor al 1,25. En lo que respecta al espacio para el conductor y la barra antivuelco debe estar 5 cm por encima de la cabeza y 5 cm más en cada lado del hombro.

Por otro lado, es necesario conocer y especificar la masa de las partes principales que componen el vehículo, de manera que, esta información permita determinar de una manera clara la ubicación del centro de masa. Los valores de la tabla cinco se obtuvieron de los modelos CAD y de las recomendaciones dadas por algunos autores y fichas técnicas [15].

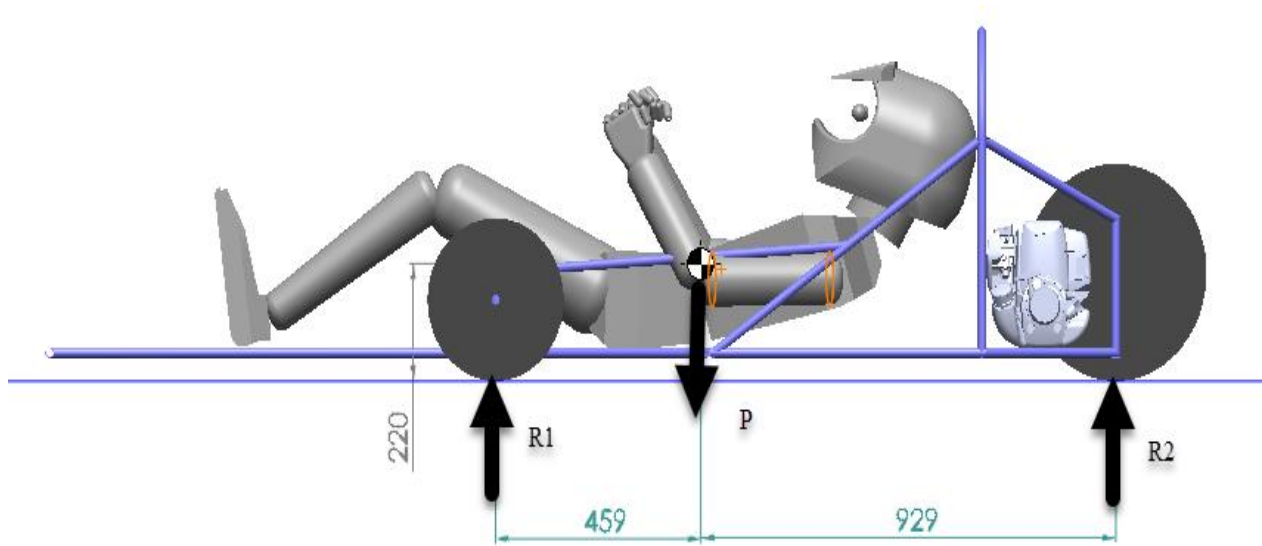
**Tabla 5.** Masas soportadas por el chasis

Elementos	Masa
Estructura	14 kg
Motor	5,0 kg
Conductor + equipo	65,0 kg
Accesorios (extintor, dirección, suelo, carrocería)	15,0 kg

## 2.2. CARGAS ESTÁTICAS Y DINÁMICAS

### 2.2.1. Reacciones en cada rueda

Uno de los primeros análisis estructurales que se realizan para conocer el comportamiento del chasis es el análisis a torsión, análisis que permite involucrar el peso de los principales componentes para determinar el factor de seguridad de la estructura cuando una de las dos ruedas no está en contacto con el suelo. Las reacciones en las ruedas y la posición del centro de gravedad del vehículo son valores iniciales que permitirán determinar las cargas estáticas y dinámicas en el vehículo. En la figura 15 se presenta una vista lateral del chasis y la ubicación del centro de gravedad con los elementos principales.



**Figura 15.** Reacciones sobre las ruedas del vehículo supermileage, medidas en mm

- **Cálculo de la reacción delantera ( $R_1$ ):** al hacer suma de momentos en el eje trasero y tomando como positivo el sentido de giro antihorario, se halla la reacción producida en el eje delantero.

$$\sum M_{eje-trasero} = 0 \quad (10)$$

$$P \cdot 929 - R_1 \cdot 1388 = 0 \quad (11)$$

$$R_1 = \frac{P \ 929}{1388} \quad (12)$$

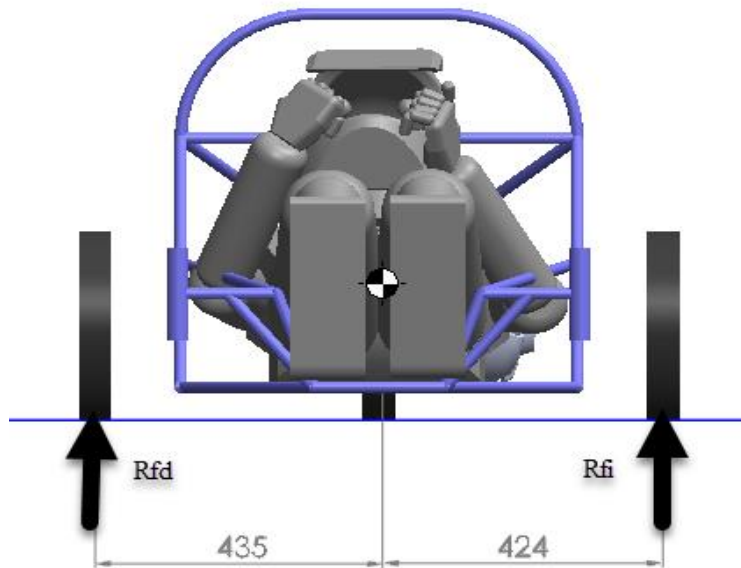
- **Cálculo de la reacción trasera ( $R_2$ ):** al hacer suma de momentos en el eje delantero y tomando como positivo el sentido de giro antihorario, se halla la reacción producida en el eje trasero.

$$\sum M_{eje-delantero} = 0 \quad (13)$$

$$1388 R_2 - 459 P = 0 \quad (14)$$

$$R_2 = \frac{P \ 459}{1388} \quad (15)$$

Para calcular las reacciones de las ruedas delanteras por separado, se debe visualizar el centro de gravedad desde una vista frontal como se muestra en la figura 16.



**Figura 16.** Reacciones sobre las ruedas frontales del vehículo, medidas en mm

- **Cálculo de la reacción de la rueda frontal derecha ( $R_{fd}$ ):** al hacer suma de momentos en la rueda frontal izquierda y tomando como positivo el sentido de giro antihorario, se halla la reacción producida en la rueda frontal derecha.

$$\sum M_{R_{fi}} = 0 \quad (16)$$

$$859 R_{fd} - R_1 435 = 0 \quad (17)$$

$$R_{fd} = \frac{435 R_1}{859} \quad (18)$$

- **Cálculo de la reacción de la rueda frontal izquierda ( $R_{fi}$ ):** al hacer suma de momentos en la rueda frontal derecha y tomando como positivo el sentido de giro antihorario, se halla la reacción producida en la rueda frontal izquierda.

$$\sum M_{R_{fd}} = 0 \quad (19)$$

$$424 R_1 - R_{fi} 859 = 0 \quad (20)$$

$$R_{fi} = \frac{424 R_1}{859} \quad (21)$$

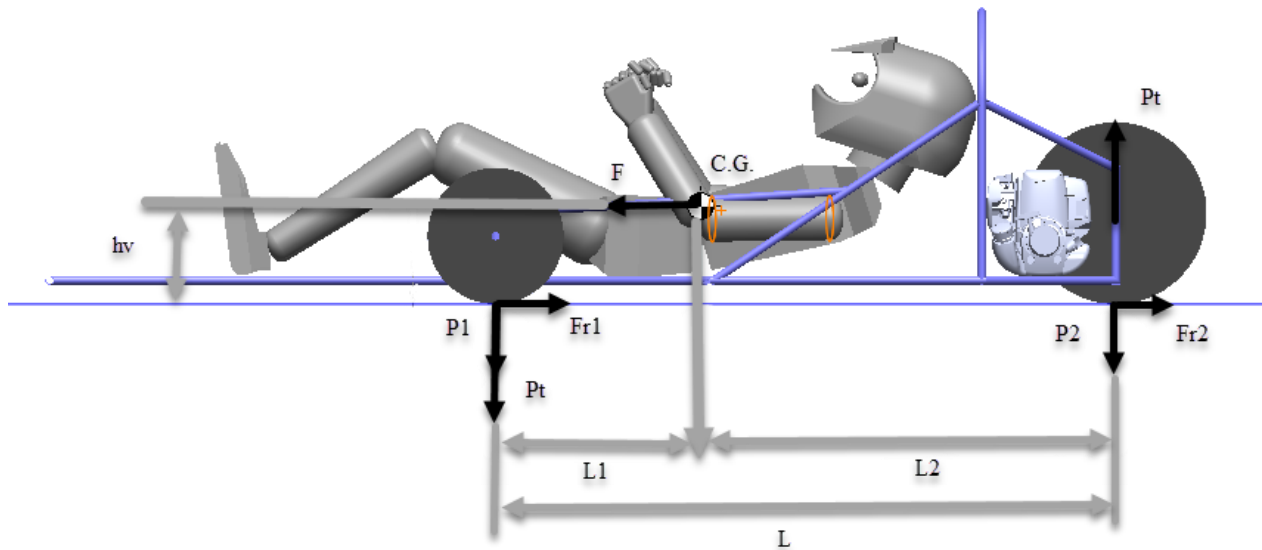
A continuación, se presenta un resumen de las reacciones calculadas en el vehículo tomando un peso total de 99 kg de acuerdo con la tabla cinco y una aceleración gravitacional de 9,8 m/s<sup>2</sup>.

**Tabla 6.** Reacciones del vehículo

Rueda frontal derecha ( $R_{fd}$ )	329 N
Rueda frontal izquierda ( $R_{fi}$ )	321 N
Rueda trasera ( $R_2$ )	321 N
Tren delantero ( $R_1$ )	650 N

### 2.2.2. Peso transferido

Al momento de frenar, surge una fuerza aplicada al centro de gravedad que causa un desplazamiento de los elementos suspendidos hacia la parte de adelante. Asimismo, una carga dinámica denominada peso transferido, esta fuerza origina una inclinación del vehículo cuyo ángulo depende de la posición del centro de gravedad, de la distancia entre ejes y de la suspensión [11].



**Figura 17.** Reparto de fuerzas al momento de frenado

La ecuación que representa el peso transferido a las ruedas delanteras cuando se está frenando, se muestra a continuación:

$$P_{tr} = \frac{P h_v \mu}{L} = \frac{F_f h_v}{L} \quad (22)$$

donde:

$P_{tr}$ : Peso transferido

$P$ : Peso del vehículo

$\mu$ : Coeficiente de adherencia de las ruedas

$h_v$ : Altura del centro de gravedad

$L$ : Distancia entre ejes

El coeficiente de adherencia en las ruedas viene en función del estado de las llantas, así como del estado del terreno sobre el que se desplaza el vehículo. Para este caso se tomará un coeficiente de fricción o adherencia dinámico de 0,8 entre el caucho y concreto seco [16].

De la misma forma que para las reacciones, existe un reparto de la fuerza de frenado sobre las ruedas. Por lo tanto, se debe plantear la carga dinámica que actúa sobre cada eje de la siguiente manera:

$$P_{d-din} = P_d + P_{tr} \quad (23)$$

$$P_{t-din} = P_t - P_{tr} \quad (24)$$

donde:

$P_{d-din}$ ,  $P_{t-din}$ : Carga dinámica en el eje delantero y trasero respectivamente

$P_d$ ,  $P_t$ : Peso que carga sobre la rueda delantera y trasera

Finalmente, se tiene que las cargas dinámicas que actúan sobre cada una de las ruedas son:

- Cálculo de la carga dinámica en la rueda frontal derecha

$$P_{fd-din} = R_{fd} + P_{tr} \quad (25)$$

- Cálculo de la carga dinámica en la rueda frontal izquierda

$$P_{fi-din} = R_{fi} + P_{tr} \quad (26)$$

- Cálculo de la carga dinámica en la rueda trasera

$$P_{t-din} = R_2 - P_{tr} \quad (27)$$



A continuación, se presenta un resumen de las cargas dinámicas debidas al frenado y el peso transferido. La distancia entre ejes, la altura del centro de gravedad y los valores de las reacciones se encuentran la figura 15 y en la tabla seis respectivamente.

**Tabla 7.** Cargas dinámicas del vehículo

Peso transferido ( $P_{tr}$ )	122 N
Rueda frontal derecha ( $P_{fd-din}$ )	451 N
Rueda frontal izquierda ( $P_{fi-din}$ )	443 N
Rueda trasera ( $P_{t-din}$ )	199 N

### 2.2.3. Fuerzas de frenado

El sistema de frenado proporciona la capacidad de reducir la velocidad del vehículo y, si es necesario, la detención total del mismo. En el proceso se deben vencer tanto las resistencias de las masas rotativas de las ruedas como la propia desaceleración. En el modelo de frenado se acepta como hipótesis que el vehículo es un sólido rígido en movimiento rectilíneo uniforme. Por lo que, de acuerdo con estas cargas dinámicas debidas al peso transferido, se obtiene que la fuerza de frenado en cada eje es:

$$F_{fd} = \mu P_{d-din} \quad (28)$$

$$F_{ft} = \mu P_{t-din} \quad (29)$$

En lo que respecta al eje delantero se debe considerar la fuerza tanto para el lado derecho como para el lado izquierdo. De la ecuación (28) se pueden calcular las fuerzas que actúan sobre las ruedas durante el frenado.

- Cálculo de la fuerza de frenado en la rueda frontal derecha ( $F_{f-fd}$ )

$$F_{f-fd} = \mu P_{fd-din} \quad (30)$$

- Cálculo de la fuerza de frenado en la rueda frontal izquierda ( $F_{f-fi}$ )

$$F_{f-fi} = \mu P_{fi-din} \quad (31)$$

- Cálculo de la fuerza de frenado en la rueda trasera ( $F_{f-t}$ )

$$F_{f-t} = \mu P_{t-din} \quad (32)$$

A continuación, se presenta un resumen de las fuerzas de frenado considerando el peso transferido a cada eje:

**Tabla 8.** Fuerzas de frenado del vehículo

Frenado rueda frontal derecha ( $F_{f-fd}$ )	361 N
Frenado rueda frontal izquierda ( $F_{f-fi}$ )	354 N
Frenado rueda trasera ( $F_{f-t}$ )	159 N

### 3. SIMULACIÓN CAE

Para el proceso de simulación del chasis existen herramientas que facilitan el trabajo de los diseñadores, estas herramientas se denominan técnicas CAE (ingeniería asistida por computadora), la cual ha alcanzado un grado de importancia dentro de la industria automotriz, desde la investigación hasta la práctica comercial. La utilización de CAE otorga un factor de confiabilidad mayor en el diseño, debido a que el programa se basa en modelos matemáticos previamente establecidos evitando errores por parte del diseñador; además con estas herramientas es factible plantear varias condiciones de uso de un chasis y analizarlas en un tiempo mucho menor de lo que anteriormente requería un análisis estructural.

Para este trabajo se utilizará el software SolidWorks como herramienta de construcción para crear el chasis del vehículo y el software ANSYS Mechanical para analizar la estructura en cuanto a la resistencia mecánica. En este software es posible someter el chasis a diversas cargas, aplicar mallados y realizar análisis por elementos finitos utilizando criterios de falla para encontrar y verificar que el elemento sea capaz de resistir las cargas a las que será sometido.

#### 3.1. MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

El análisis por elementos finitos es un método numérico usado para pronosticar el comportamiento de un objeto del mundo real, ante un conjunto de acciones tales como fuerzas, campos de temperatura, entre otros. Este método consiste en discretizar una región continua, dando lugar a una red de nodos conectados entre sí a través de formas geométricas simples llamadas elementos finitos. Así las propiedades del material y sus ecuaciones constitutivas son consideradas sobre esos elementos según una serie de cargas y restricciones previamente aplicadas. Para la resolución mediante el método de elementos finitos, se seguirán las siguientes etapas:

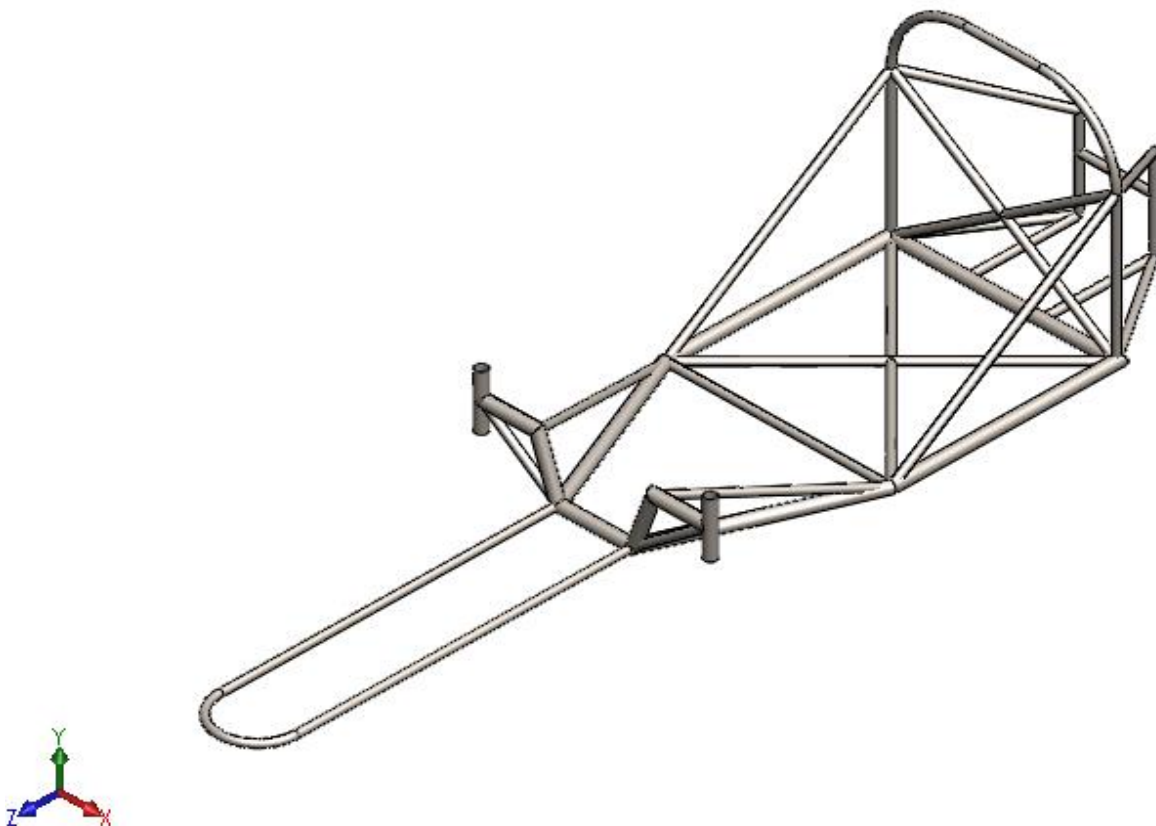
- **Pre-proceso:** en esta etapa se construye el modelo y se indica la información necesaria, como las propiedades del material, condiciones de contorno (cargas o desplazamientos) y discretización del dominio en elementos finitos (mallado).

- **Resolución:** esta etapa se caracteriza por realizar el cálculo numérico en función de los parámetros anteriormente preestablecidos. La solución del sistema de ecuaciones generado permitirá conocer el comportamiento del fenómeno que se está pretendiendo estudiar.
- **Postproceso:** en esta tercera y última etapa se hace un análisis gráfico y numérico de los resultados obtenidos a partir de la resolución del sistema de ecuaciones.

## 3.2. PRE-PROCESO

### 3.2.1. Geometría del chasis

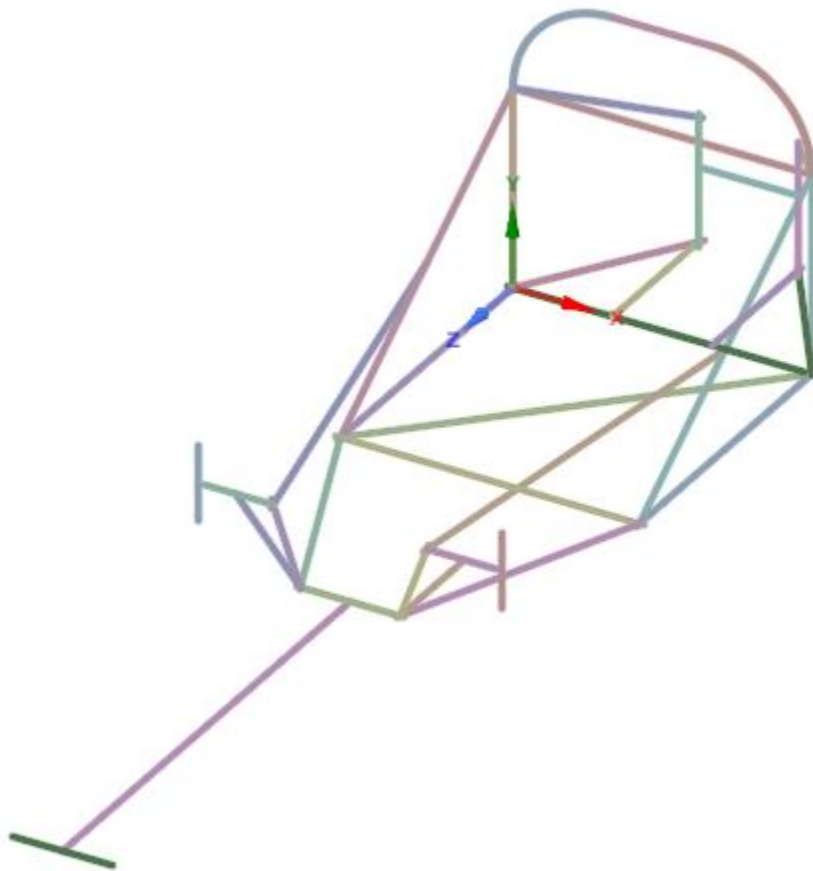
Como se ha indicado, el primer paso consiste en elaborar la pieza que se desea analizar, para este caso, la estructura del vehículo supermileage. Sus respectivas dimensiones ya han sido especificadas a lo largo de los capítulos anteriores.



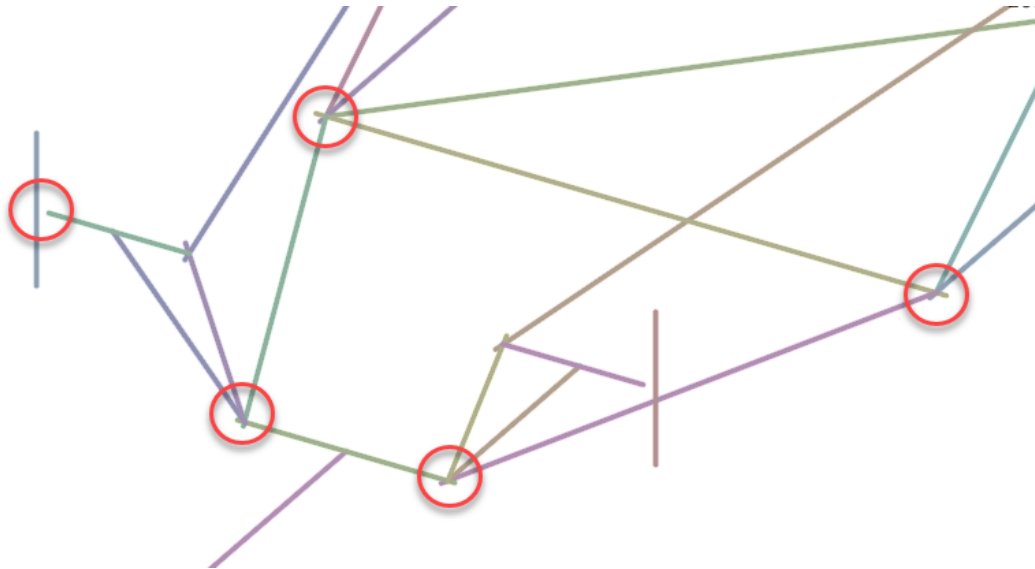
**Figura 18.** Modelo CAD del chasis

El modelo CAD se debe importar al software de simulación, en este caso de SolidWorks a ANSYS, en un formato neutro como el STEP. Existen otros tipos de formato como el IGS, pero este presenta errores y no importa correctamente los sólidos del chasis. Después de importar el modelo CAD se utiliza la interfaz SpaceClaim de ANSYS, con el objetivo de realizar una preparación o limpieza del diseño.

En el pre-proceso del modelo se deben generar elementos tipo viga o beam alrededor de todo el croquis 3D como se muestra en la figura 19. Esta consideración es recomendada tanto por equipos de FSAE como por el propio software cuando se desea analizar un chasis tubular y permite determinar la tensión, compresión y flexión en los elementos. El siguiente paso es eliminar las discontinuidades o líneas incompletas como se muestra en la figura 20 utilizando la herramienta conect del SpaceCalim.

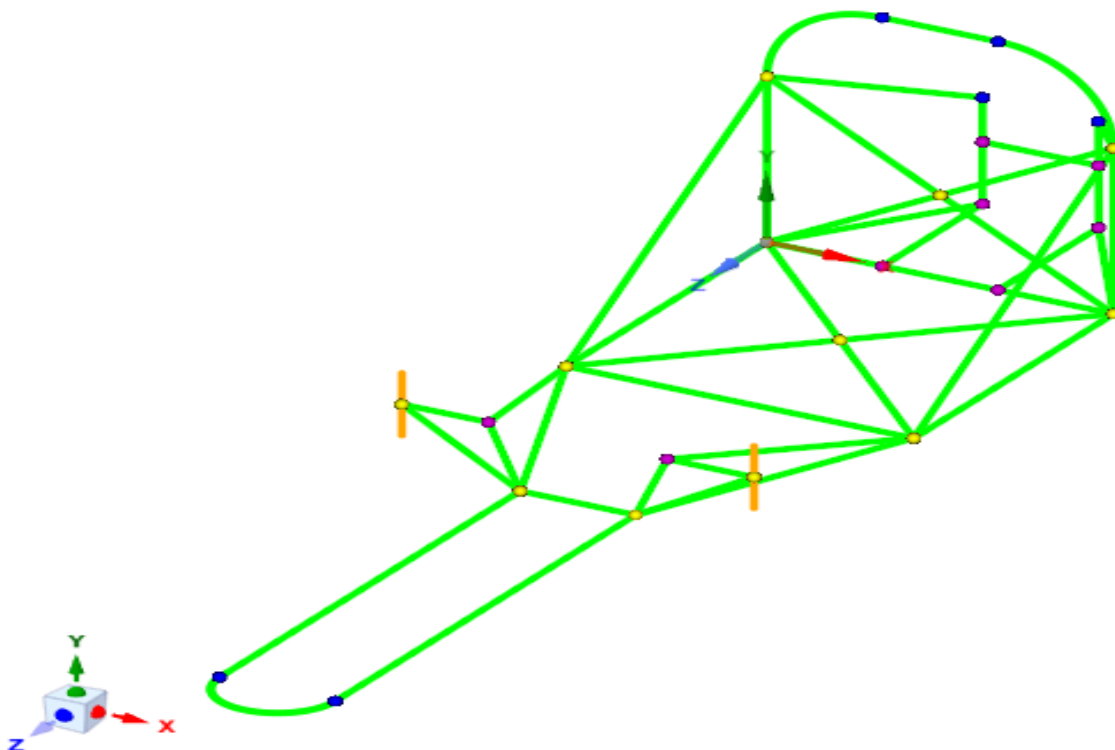


**Figura 19.** Croquis en elementos tipo viga



**Figura 20.** Intercepción de los elementos viga

Finalmente, el último paso para definir correctamente el diseño es revisar o asignar los perfiles alrededor de todo el croquis. En la figura 21 se muestra el diseño terminado y preparado para realizar el mallado.



**Figura 21.** Diseño preparado

### 3.2.2. Material utilizado

Una vez preparada y revisada la estructura, se debe definir el material en la base de datos de ANSYS, ya sea asignándolo o creándolo de acuerdo con la información del distribuidor o fabricante. Para este caso, se ha creado un acero AISI 1010 con los valores definidos en los capítulos anteriores. En la tabla nueve se presentan algunas propiedades importantes a considerar.

**Tabla 9.** Propiedades del acero

<b>Densidad</b>	7850 kg/m <sup>3</sup>
<b>Esfuerzo de fluencia</b>	300 MPa
<b>Módulo de Young</b>	207 GPa
<b>Coefficiente de Poisson</b>	0,3

Estas propiedades se deben asignar en la interfaz Engineering data como material existente o modificarlo para que presente estas condiciones como se muestra en la figura 22.

Properties of Outline Row 4: AISI 1010					
	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Material Field Variables	Table			
3	Density	7850	kg m <sup>-3</sup>		
4	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion				
6	Isotropic Elasticity				
7	Derive from	Young's Mod...			
8	Young's Modulus	2,07E+11	Pa		
9	Poisson's Ratio	0,3			
10	Bulk Modulus	1,725E+11	Pa		
11	Shear Modulus	7,9615E+10	Pa		
12	Strain-Life Parameters				
20	S-N Curve	Tabular			
24	Tensile Yield Strength	3E+08	Pa		
25	Compressive Yield Strength	3E+08	Pa		
26	Tensile Ultimate Strength	4,6E+08	Pa		
27	Compressive Ultimate Strength	0	Pa		

**Figura 22.** Engineering data

### 3.2.3. Modos de fallo de los materiales empleados

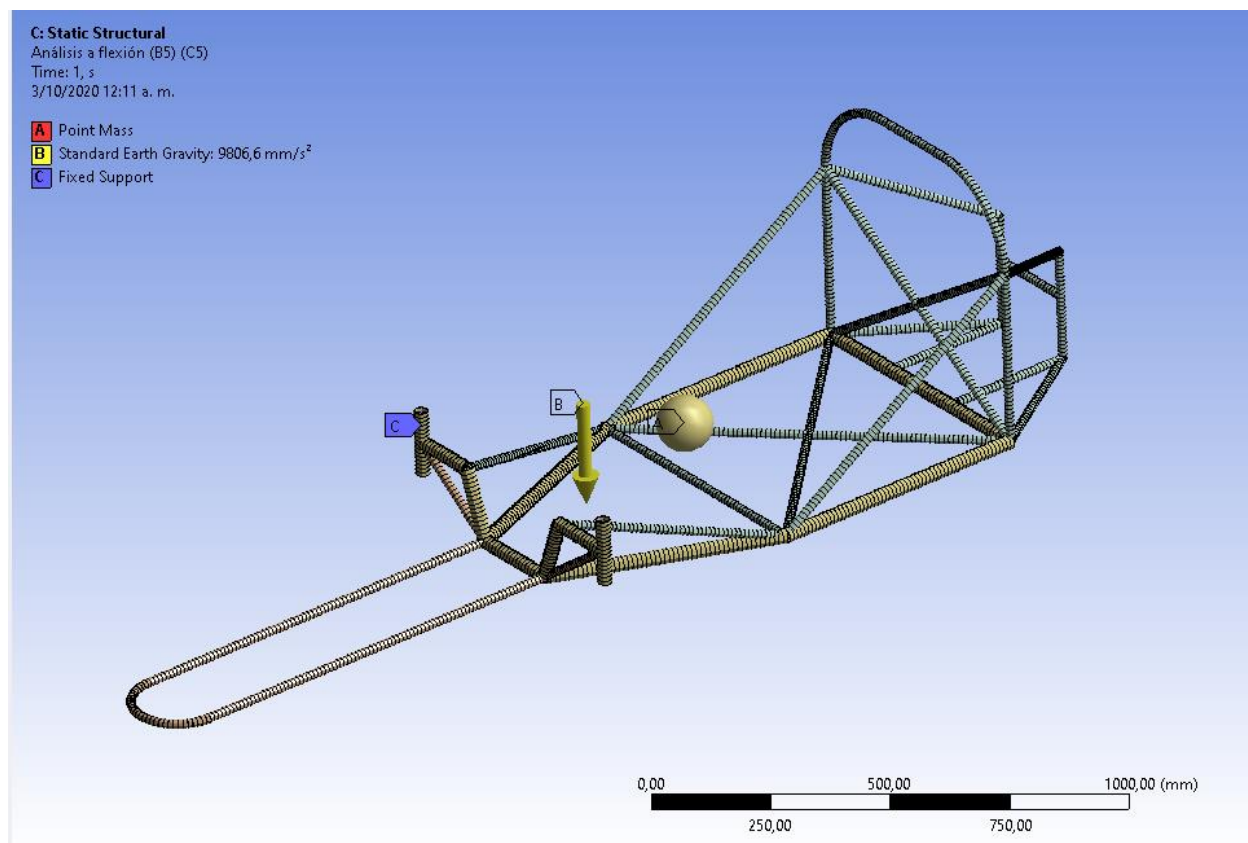
De cara al análisis estructural del vehículo se definirán los modos de fallo sobre el material que conforma el chasis. Los mecanismos de fallo asignados no englobarán todos los posibles fallos, ya que este puede fallar por muchos fenómenos de naturalezas distintas, pero sí que serán, los más comunes. Los criterios para estudiar el fallo serán:

- **Deformación total:** aunque este criterio no necesariamente indicara el fallo del material, si es un factor importante que permite identificar problemas para otros componentes o para el desempeño del vehículo, por ejemplo, la altura que existe entre la parte inferior del chasis y el suelo es de 50 mm, por lo que se debe verificar que el valor de la deformación no sea mayor.
- **Criterio de falla de la máxima energía de distorsión:** este es otro criterio comúnmente empleado para metales dúctiles, y dice que el principio de fluencia se produce cuando la energía de distorsión alcanza un valor crítico.
- **Factor de seguridad:** representa la relación entre el esfuerzo al que está sometido el elemento y el esfuerzo de fluencia del material antes de llegar a la zona plástica [17] [18] [19].

### 3.2.4. Dependencia del mallado

El objetivo y propósito de verificar la dependencia del mallado es conocer la variación que tendrán los resultados al modificar el tamaño de los elementos, buscando así, establecer un valor en el que estos dejen de variar en un error porcentual definido por el usuario. El tamaño de los elementos asignados para esta simulación es de 20 mm, 10 mm, 5 mm, 1 mm, 0,5 mm y 0,01 mm para determinar la dependencia del mallado, se utilizará la configuración en la que el chasis estará sometido a cargas de flexión para evaluar el valor máximo del esfuerzo como se muestra a continuación:



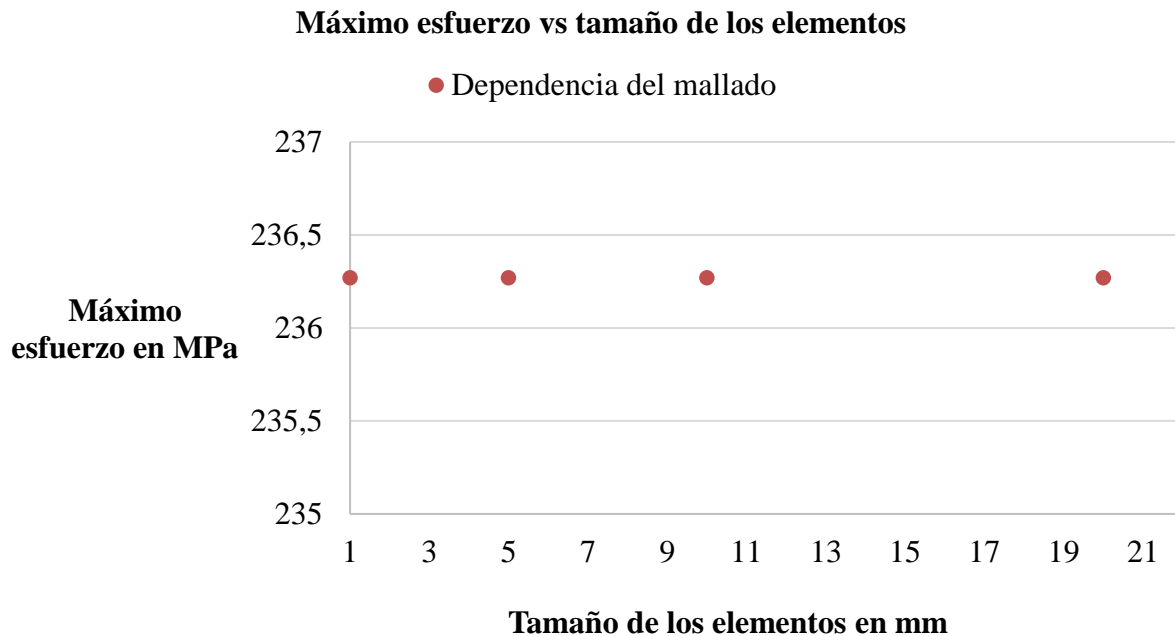


**Figura 23.** Chasis sometido a cargas de flexión

Después de definir la malla, las condiciones de carga y las sujeciones para esta configuración, se realizaron las respectivas simulaciones variando el tamaño de los elementos; para cada análisis se evaluó el número de elementos y el valor máximo de esfuerzo como se muestra en la tabla 10.

**Tabla 10.** Tamaño y cantidad de elementos

Tamaño de los elementos	Cantidad de elementos	Máximo esfuerzo
20 mm	893	236,27 MPa
10 mm	1754	236,27 MPa
5 mm	3477	236,27 MPa
1 mm	17300	236,27 MPa
0,5 mm	34578	236,27 MPa
0,1 mm	172781	236,27 MPa



**Figura 24.** Máximo esfuerzo vs tamaño de los elementos

En la figura 24 se presenta la tendencia del máximo esfuerzo cuando se disminuye el tamaño de los elementos para la configuración de carga a flexión; a partir de los datos se sabe que el error es de 0 % si se compara el esfuerzo para cada tamaño, de forma tal que, en efecto, para cualquier tamaño de elementos dentro de este intervalo el valor del esfuerzo máximo no cambiará y se tendrá una dependencia de malla.

Finalmente, luego de realizar varias simulaciones para diferentes configuraciones, se decidió utilizar 1 mm como tamaño general, considerando que la cantidad de elementos no requiere un costo computacional alto y que es un valor intermedio utilizado en la dependencia de malla.

### **3.3. RESOLUCIÓN Y POST PROCESO DEL CHASIS A DIFERENTES CARGAS**

En la resolución se establecerán parámetros en los que se identifican el tipo de carga, su ubicación y valor con el propósito de representar adecuadamente su efecto; al igual que para la carga también se debe establecer una sujeción o restricción de acuerdo con el tipo de carga. Mientras que el post procesamiento permite visualizar de manera cuantitativa y cualitativa los resultados en cada análisis como el esfuerzo y la deformación total.

Dentro del análisis se debe identificar correctamente la suposición del tipo de carga de modo que se elija correctamente la herramienta de simulación, por lo que, a continuación, se presenta la diferencia entre una suposición estática y la dinámica.

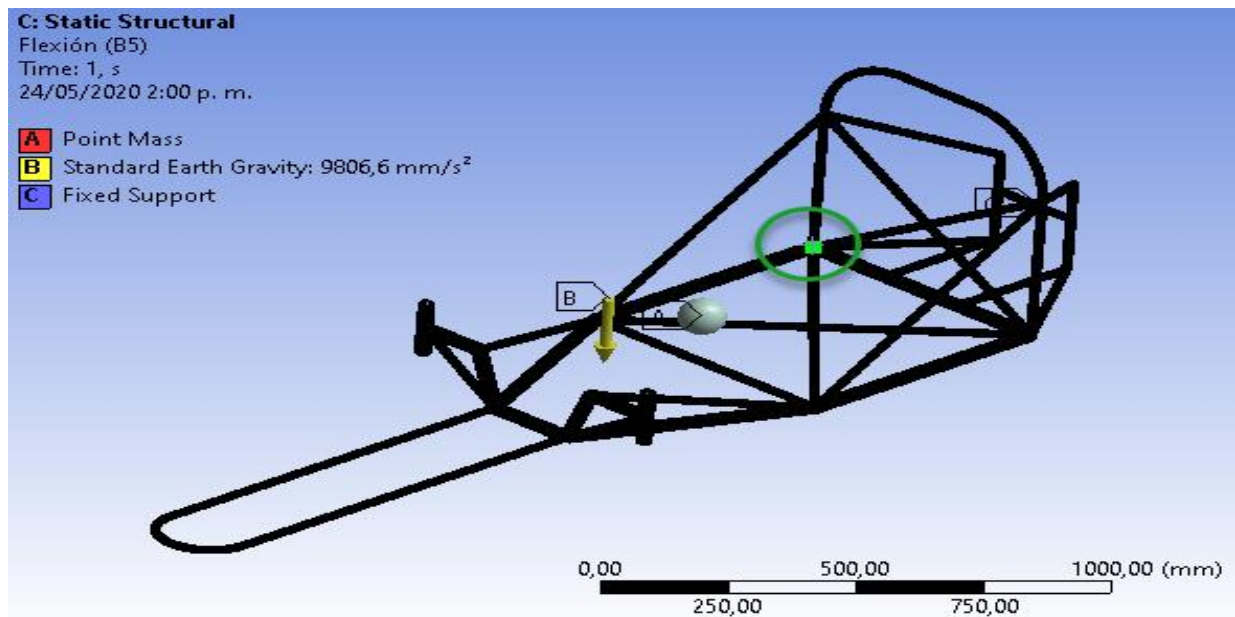
- **Suposición estática:** todas las cargas se aplican lenta y gradualmente hasta que alcanzan sus magnitudes completas y las cargas permanecen constantes (sin variación en el tiempo). Esta suposición nos permite ignorar las fuerzas inerciales y de amortiguación debido a pequeñas aceleraciones y velocidades.
- **Suposición dinámica:** las cargas que varían con el tiempo y que inducen fuerzas inerciales y/o de amortiguación pueden necesitar de un análisis dinámico.

### 3.3.1. Análisis del chasis sometido a cargas de flexión

- **Cargas**

Para el análisis a flexión se aplican cargas estáticas a la estructura del chasis como el peso del piloto, motor, sus componentes y su propio peso con el propósito de considerar la situación en la que la estructura está a plena carga. Los valores de las cargas se mencionan en la tabla cinco y se considera una fuerza concentrada con la suma de todos los componentes en el centro de gravedad calculado en los capítulos anteriores.

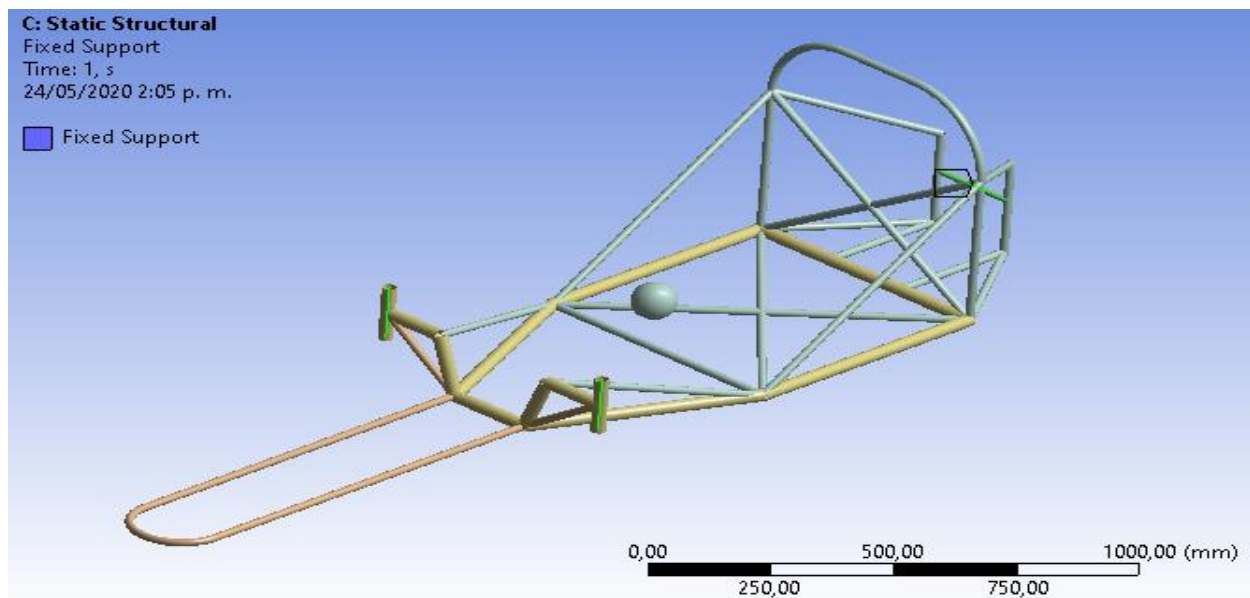
En la figura 25 se presenta la carga concentrada y el punto de origen para ubicar el centro de gravedad, así como la magnitud de la masa de 85 kg. Posteriormente se aplica una aceleración gravitacional estándar en dirección descendente al eje Y.



**Figura 25.** Aplicación de las cargas en el análisis a flexión

- **Sujeciones y/o restricciones**

Se consideran sujeciones en la parte delantera y trasera, donde irán ubicadas las ruedas; la sujeción que se recomienda para este tipo análisis es la sujeción fixed support, la cual elimina los desplazamientos y rotaciones en los tres ejes coordenados.

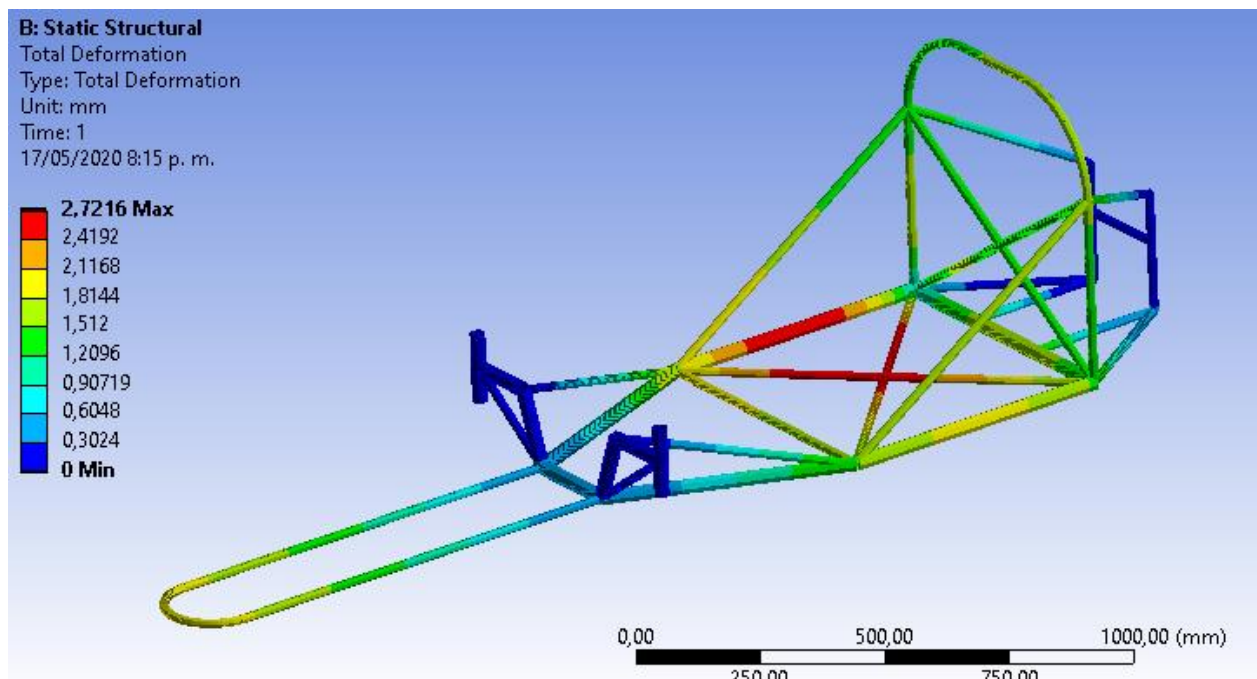


**Figura 26.** Sujeción para el análisis a flexión

- **Resultados**

- a) Deformación total**

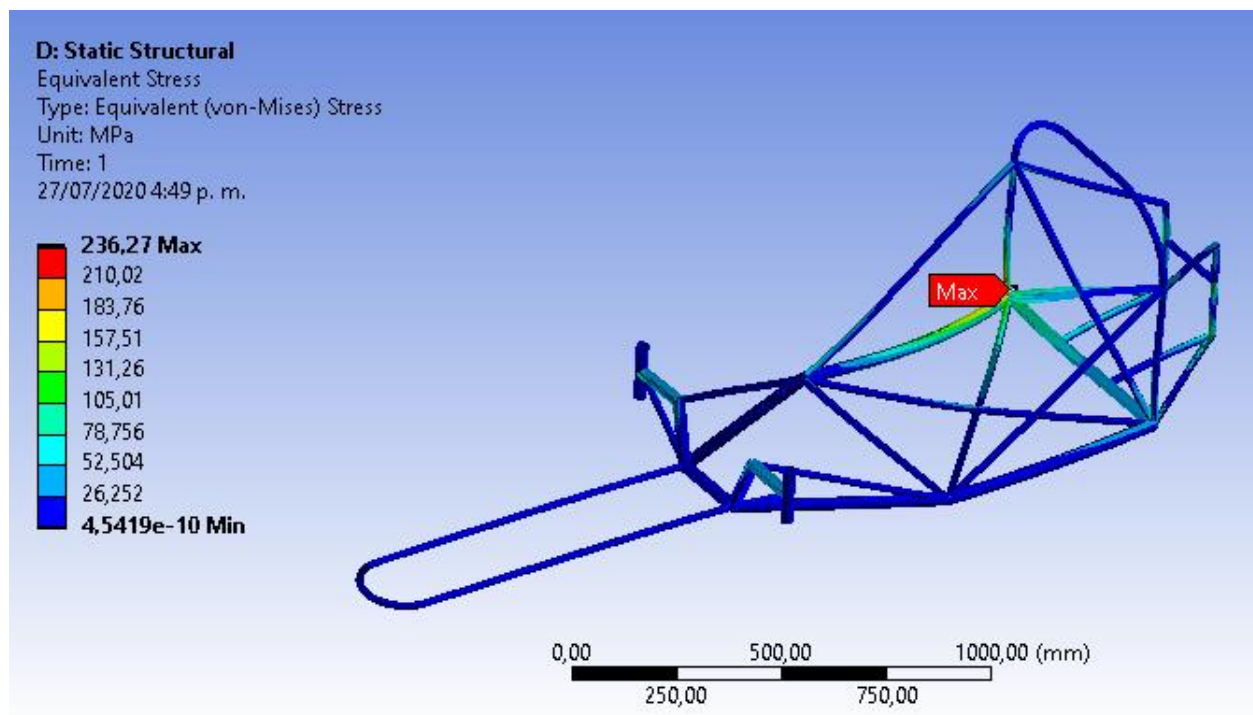
En la figura 27 se presenta el resultado de la deformación total para el tamaño de elemento asignado al chasis de 1 mm, en el que se obtuvo un valor máximo de 2,7 mm y que, de acuerdo con la simulación, este se encuentra en la zona media del chasis y coincide con la ubicación del conductor que representa el valor más grande de masa.



**Figura 27.** Deformación total para el análisis a flexión

- b) Máximo esfuerzo**

En lo que respecta al máximo esfuerzo, se encontró que 236 MPa es el valor máximo y se concentra en la junta inferior donde irá ubicado el conductor, pero que, aun así, no representa el fallo del material.



**Figura 28.** Máximo esfuerzo para el análisis a flexión

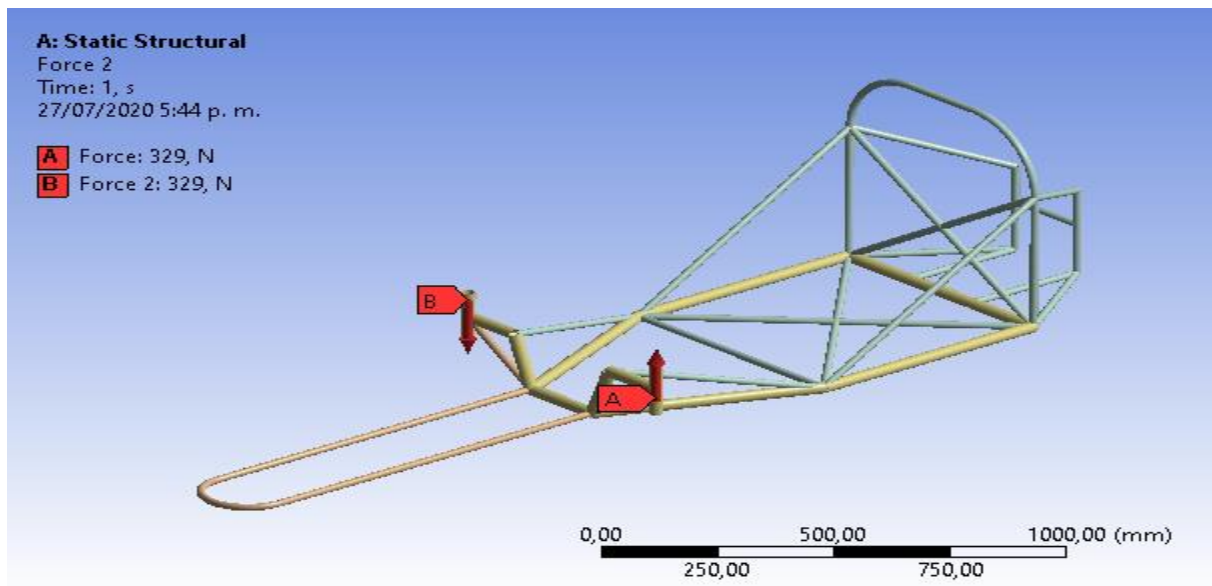
### c) Factor de seguridad

En lo que respecta al factor de seguridad del chasis a carga plena, se encuentra que es de 1,27 y no representa un fallo en la estructura, también es un valor conservador considerando que durante el proyecto se irán definiendo elementos más livianos como materiales o un conductor que pese 50 kg con el propósito de aumentar la eficiencia energética.

### 3.3.2. Análisis del chasis sometido a cargas de torsión

- **Cargas**

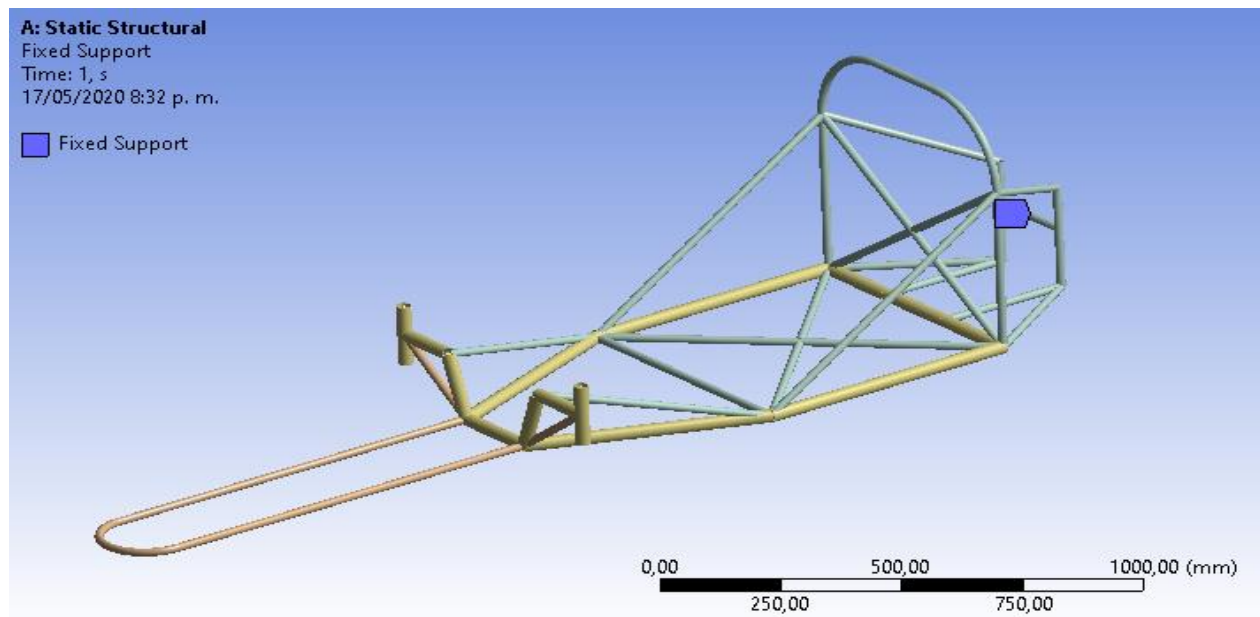
Para el análisis a torsión se aplican cargas estáticas a la estructura del chasis en la parte delantera, ambas ubicada en el pivote de la dirección como se muestra en la figura 29. La magnitud de estas fuerzas está dada por el valor de la reacción en el tren delantero, ver tabla seis, buscando así, generar un momento a lo largo de la estructura que represente la situación en la que una de las dos ruedas pierde el contacto con el suelo. También cabe mencionar que solo se hará en un sentido ya que al realizarlo con las fuerzas invertidas se obtiene el mismo comportamiento.



**Figura 29.** Aplicación de las cargas en el análisis a torsión

- **Sujeciones y/o restricciones**

Se considera una sujeción en la parte trasera del chasis, donde irá ubicada la rueda; la sujeción que se recomienda para este tipo análisis es la sujeción fixed support, la cual elimina los desplazamientos y rotaciones en los tres ejes coordenados.



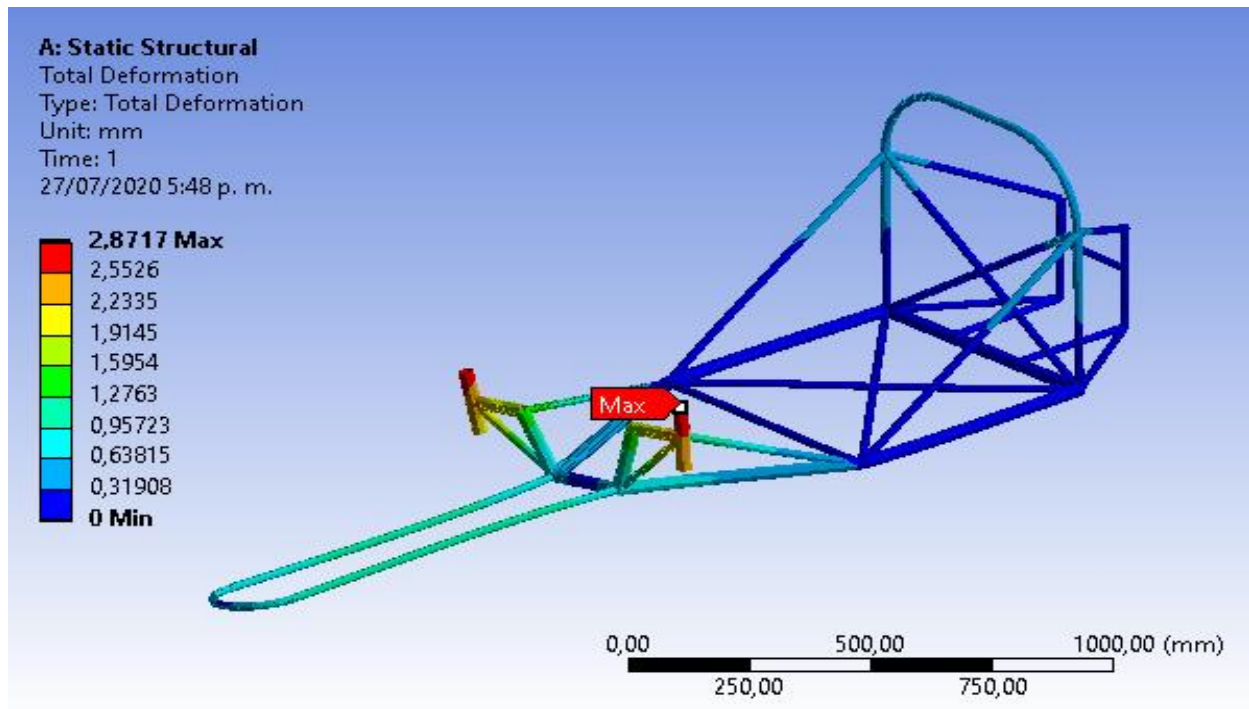
**Figura 30.** Sujeción para el análisis a torsión



- **Resultados**

- a) Deformación total**

En la figura 31 se presentan los resultados de la deformación total para los diferentes elementos que hacen parte de la estructura del chasis; el valor máximo es de 2,9 mm y se encuentra en la parte superior del pivote de la dirección, pero no representa un riesgo o problema para el diseño. Cabe señalar que, al incluir elementos como los rodamientos o la propia dirección, lo que aumentaría la rigidez total, se podría disminuir esta deformación máxima.

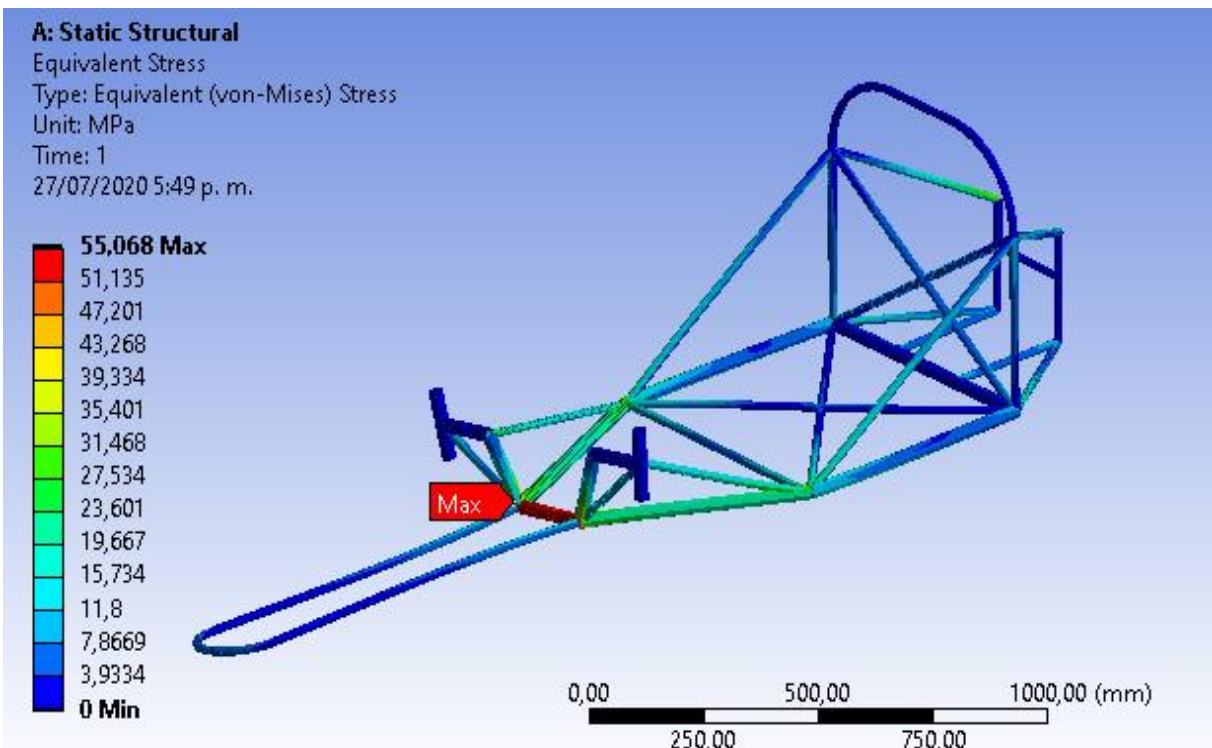


**Figura 31.** Deformación total para el análisis a torsión

- b) Máximo esfuerzo**

En lo que respecta al máximo esfuerzo, de acuerdo con la figura 32, es de 55 MPa y se concentra en el elemento medio de la parte delantera que conecta la estructura de la dirección y no representa el fallo del material.





**Figura 32.** Esfuerzo máximo para el análisis a torsión

### c) Factor de seguridad

Asimismo, para el factor de seguridad del chasis al estar sometido a torsión, se encuentra que, para los elementos utilizados el valor es de 5,45 y no representa un fallo en la estructura al ser conservador.

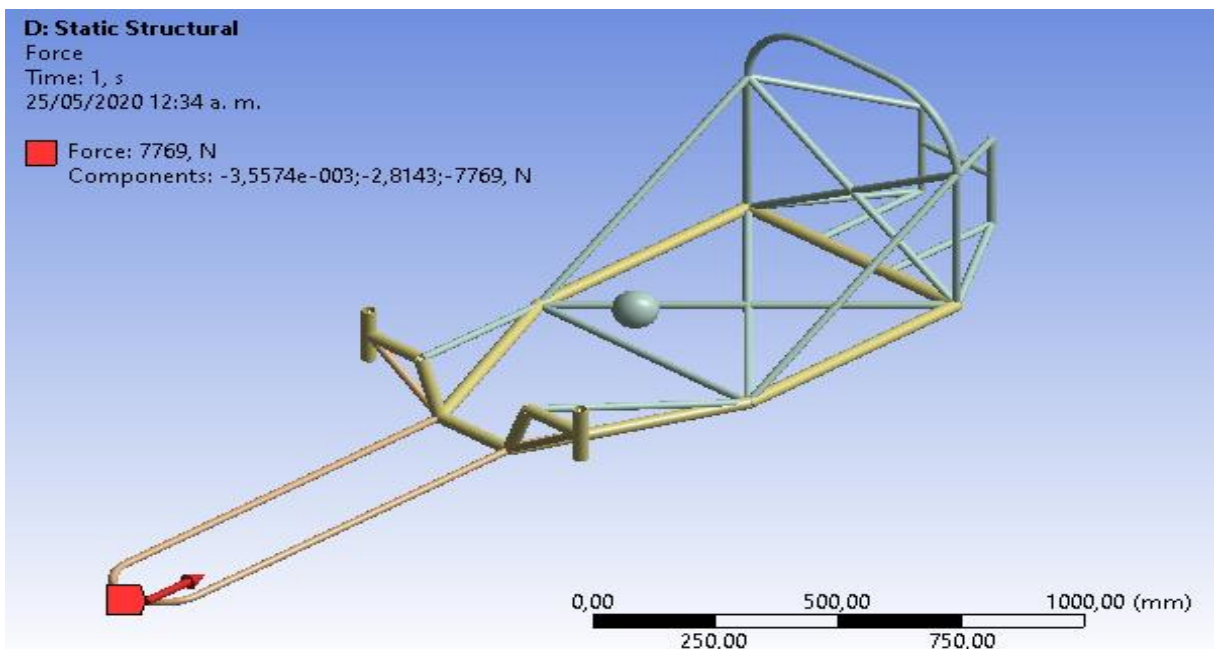
### 3.3.3. Análisis del chasis sometido a cargas de impacto frontal

El siguiente estudio se pretende simular la reacción del vehículo en el caso de que ocurriera un impacto frontal, para ello es necesario calcular el valor de la fuerza que se debe aplicar para poder hacer el análisis correspondiente, así como asignar una sujeción en la estructura.

- **Cargas**

Para determinar las cargas a las que estará sometido el chasis, se decidió optar por la recomendación descrita en el primer capítulo, la cual propone, hacer colisionar el vehículo frente a una fuerza igual a la masa a plena carga del vehículo en movimiento multiplicada por ocho veces la aceleración de la gravedad como se muestra a continuación:

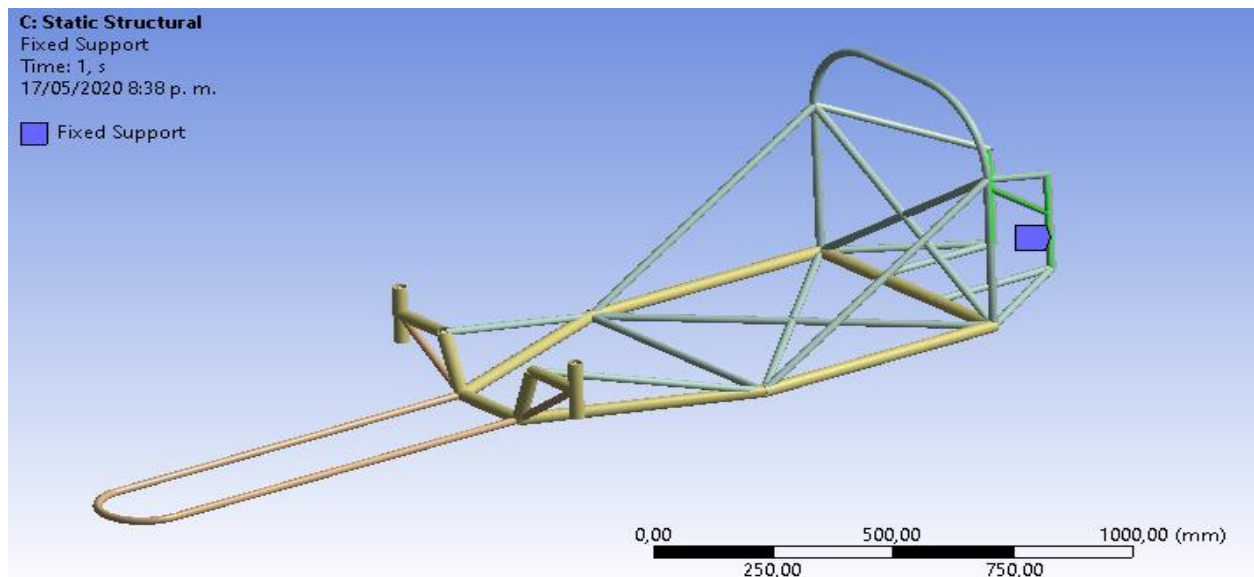
$$F = 99 \text{ kg } 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} 8 = 7769 \text{ N} \quad (33)$$



**Figura 33.** Aplicación de las cargas para el análisis de impacto frontal

- **Sujeciones y/o restricciones**

En este caso la sujeción de la estructura se hará únicamente en el eje trasero como se muestra en la figura 34.

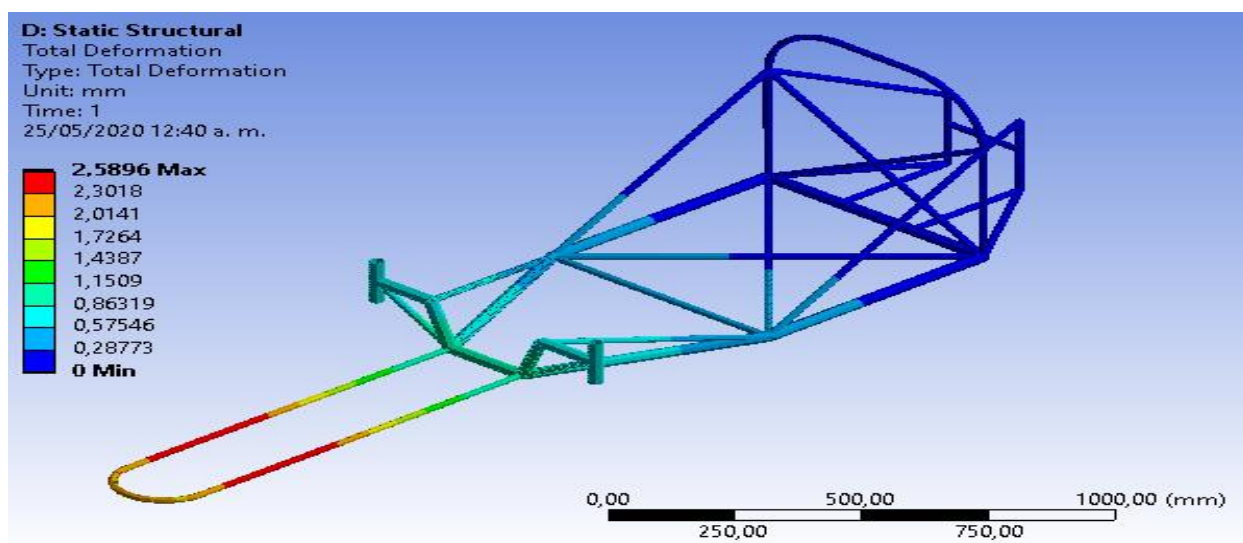


**Figura 34.** Sujeción para el análisis de impacto frontal

- **Resultados**

**a) Deformación total**

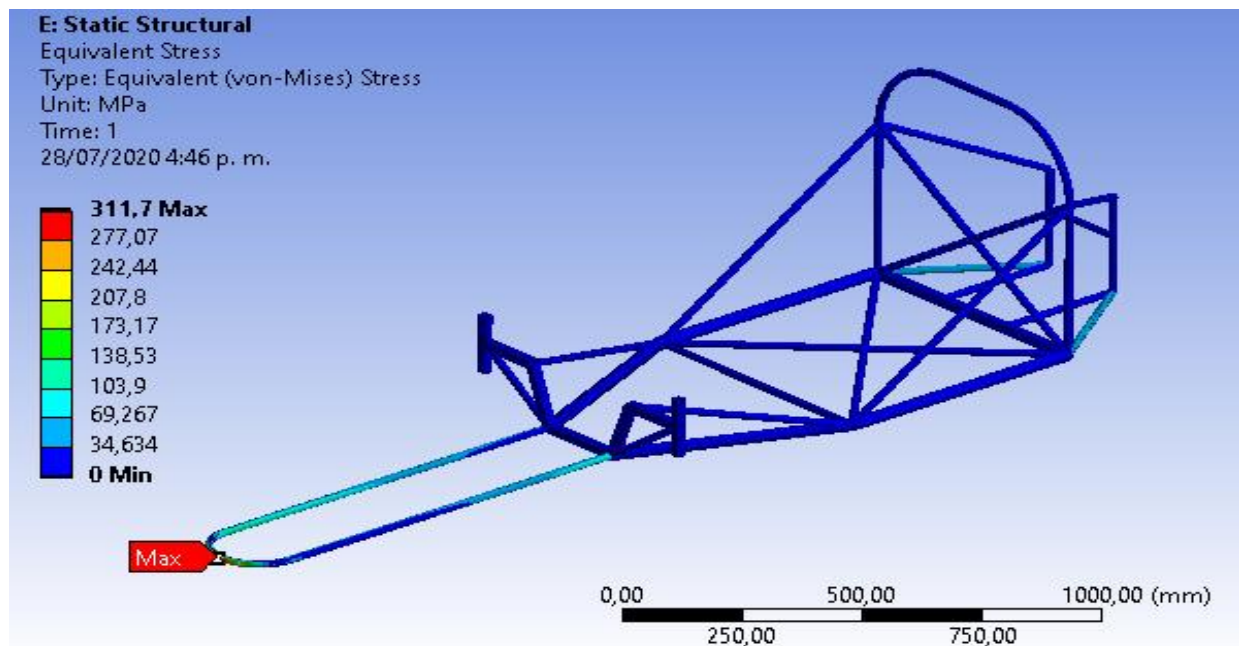
En la figura 35 se presentan los resultados de la deformación total para los diferentes elementos de la estructura del chasis, donde para el elemento frontal se tiene una deformación máxima de 2,6 mm y no representa un riesgo para las piernas del conductor por ser una deformación pequeña.



**Figura 35.** Deformación total para el análisis de impacto frontal

### b) Máximo esfuerzo

En lo que respecta al máximo esfuerzo, se encuentra que el valor máximo es de 311 MPa y que, de acuerdo con la figura 36, este se concentra en la parte frontal y es el elemento que recibe la mayor parte de la energía en el impacto, tanto así, que alcanza a tener una deformación plástica pero no el fallo del material; cabe recordar que, de acuerdo con las pruebas de resistencia de materiales, este tipo de perfil soporta grandes deformaciones antes de llegar al fallo, de hasta 94 mm.



**Figura 36.** Máximo esfuerzo para el análisis de impacto frontal

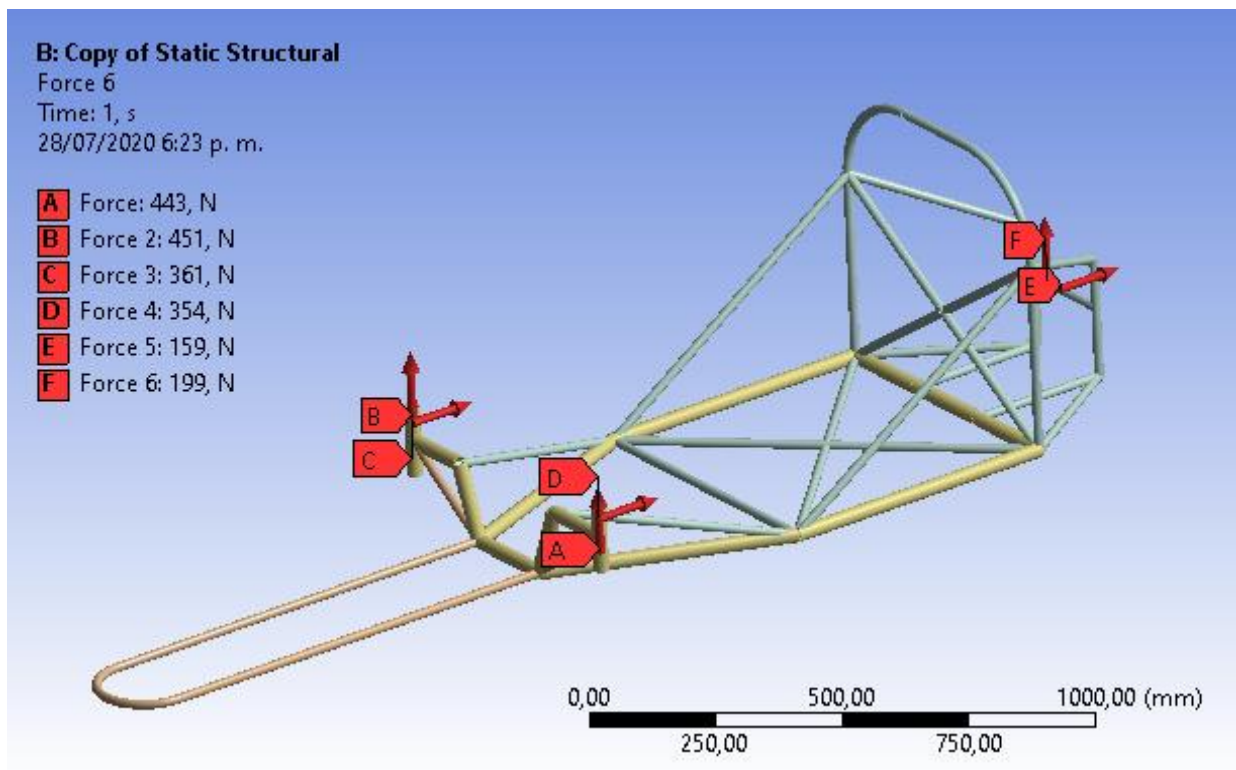
### c) Factor de seguridad

En lo que respecta al factor de seguridad del chasis para el impacto frontal, y de acuerdo con el valor de máximo esfuerzo calculado anteriormente, se encuentra que este es de 0,96 y representa el paso del material a la zona plástica donde se genera una deformación permanente. Considerando el impacto como un caso extremo, donde las cargas se pueden multiplicar hasta por ocho veces la masa total del vehículo, y que, para esta situación, como se mencionó anteriormente, el tipo de manufactura del material permite obtener deformaciones de hasta 94 mm en tensión antes de llegar al fallo, aunque no se garantiza un factor de seguridad mayor a uno, se puede dar una consideración y argumentación en base a lo descrito.

### 3.3.4. Análisis del chasis sometido a cargas frenado y peso transferido

- **Cargas**

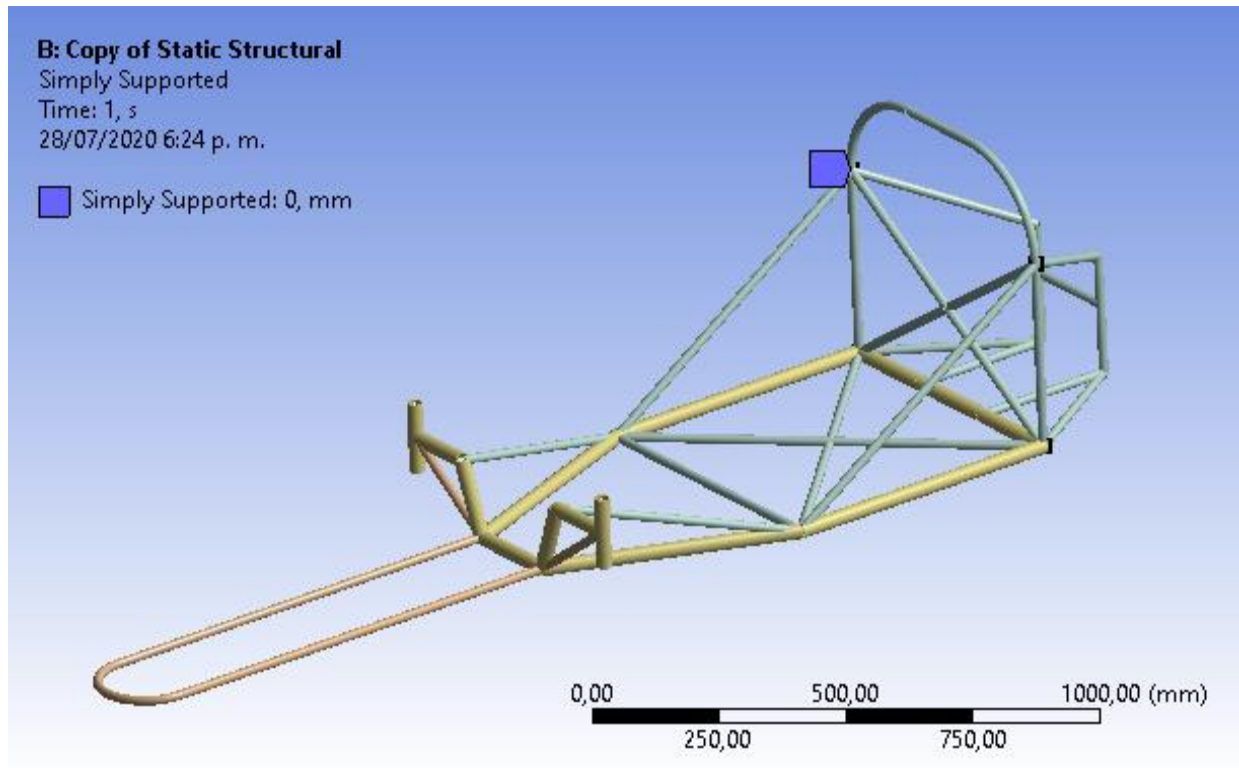
Para el análisis de frenado y peso transferido se aplican cargas estáticas a la estructura del chasis en la parte delantera y trasera, ambas cargas se ubicaron en los ejes de cada rueda como se muestra en la figura 37. La magnitud de estas fuerzas está dada por los valores calculados en las tablas siete y ocho respectivamente.



**Figura 37.** Aplicación de las cargas para el análisis de frenado y peso transferido

- **Sujeciones y/o restricciones**

Se considera una sujeción simple en la parte media del chasis, ya que, permite los giros o rotaciones en los ejes coordenados, pero elimina los desplazamientos de los puntos, cumpliendo así con las restricciones necesarias para el análisis.



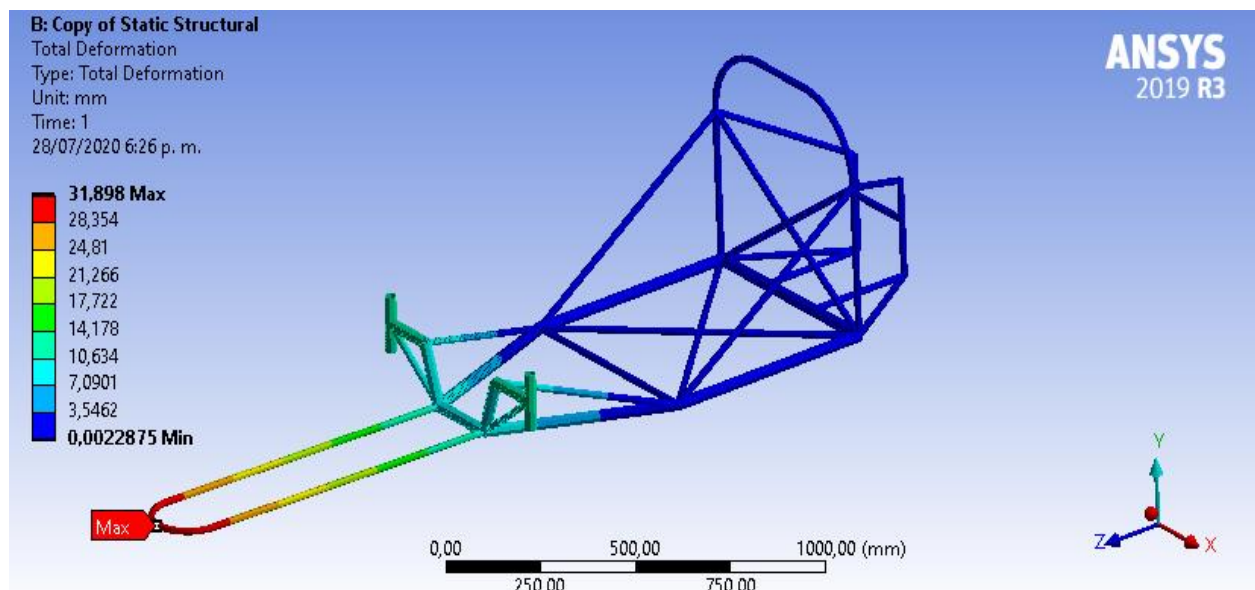
**Figura 38.** Sujeción para el análisis de frenado y transferencia de peso

- **Resultados**

- a) Deformación total**

En la figura 39 se presentan los resultados de la deformación total para los elementos asignados al chasis, y de acuerdo con la simulación, el valor máximo es de 32 mm y se encuentra en la parte frontal de la estructura. Se debe principalmente a que las fuerzas de reacción y frenado intentan levantar el vehículo, generando así, un desplazamiento. Cabe mencionar que este valor no presenta un fallo de la estructura o riesgo para el conductor y que, debido a las consideraciones de la simulación, este valor puede disminuir al considerar elementos como las llantas, o cargas fuera del centro de gravedad.

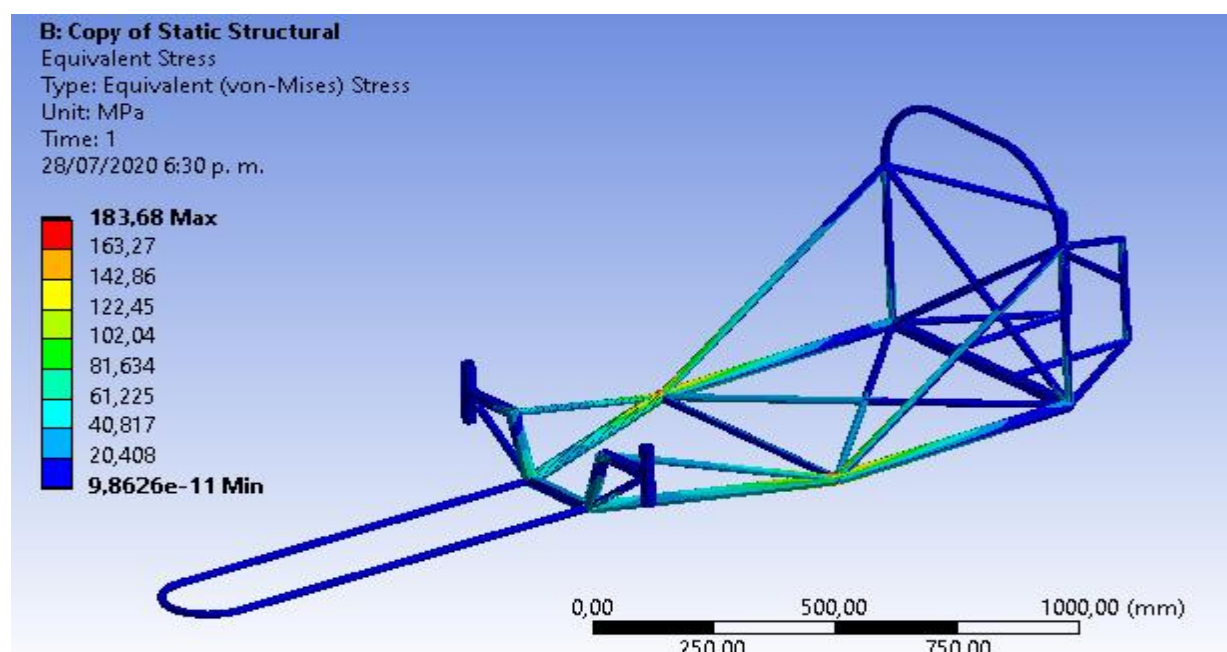




**Figura 39.** Deformación total para el análisis de frenado y peso transferido

### b) Máximo esfuerzo

Para el máximo esfuerzo en el análisis de impacto frontal se encuentra un valor de 183 MPa de acuerdo con la figura 40, este se concentra en las juntas de la parte media del vehículo donde estaría sentado el conductor, y es debido principalmente a la flexión que está teniendo el chasis.



**Figura 40.** Máximo esfuerzo para el análisis de frenado y transferencia de peso

### c) Factor de seguridad

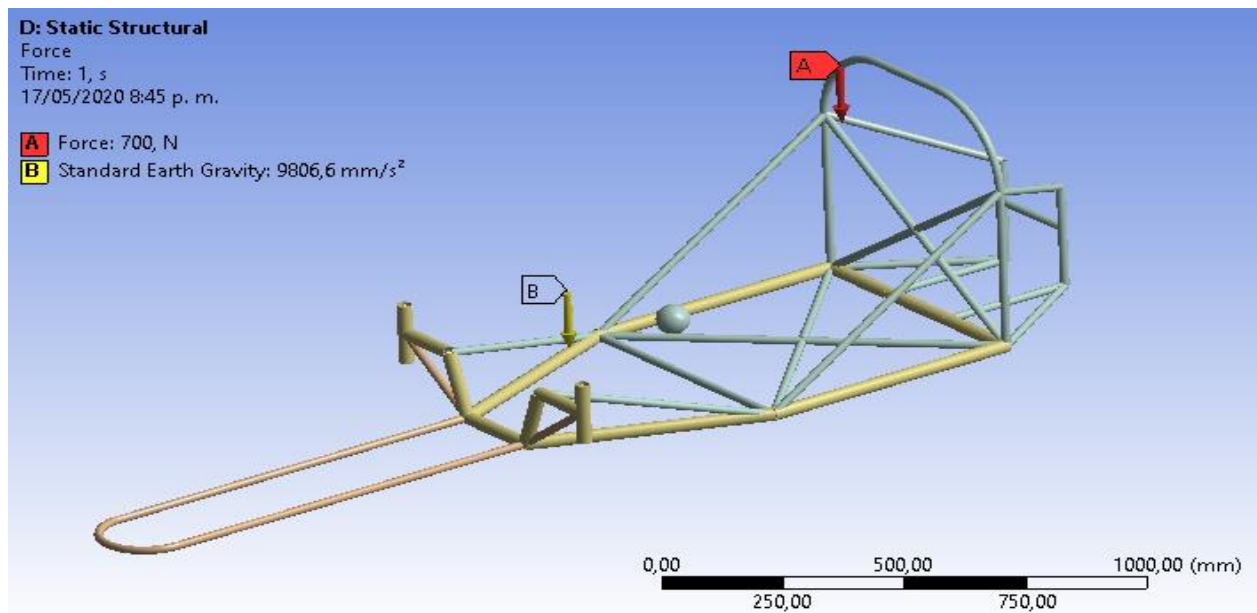
En lo que respecta al factor de seguridad del chasis de 1,6; este no representa un fallo en la estructura y también es un valor conservador, ya que, se espera que el conductor tenga un peso de 50 kg con el objetivo de mejorar la eficiencia energética.

#### 3.3.5. Análisis de la barra antivuelco con la carga exigida del reglamento

El reglamento de la competencia exige que la barra antivuelco pueda soportar una fuerza aplicada de 700 N en cualquier dirección, ya sea, vertical, lateral, frontal o trasera sin deformaciones que afecten la seguridad del conductor. Para realizar dicho análisis se debe estudiar la aplicación de las fuerzas por separado, ya que, si hace de forma simultánea, dichas fuerzas por tener el mismo valor, pero ir en sentido contrario, se anularían.

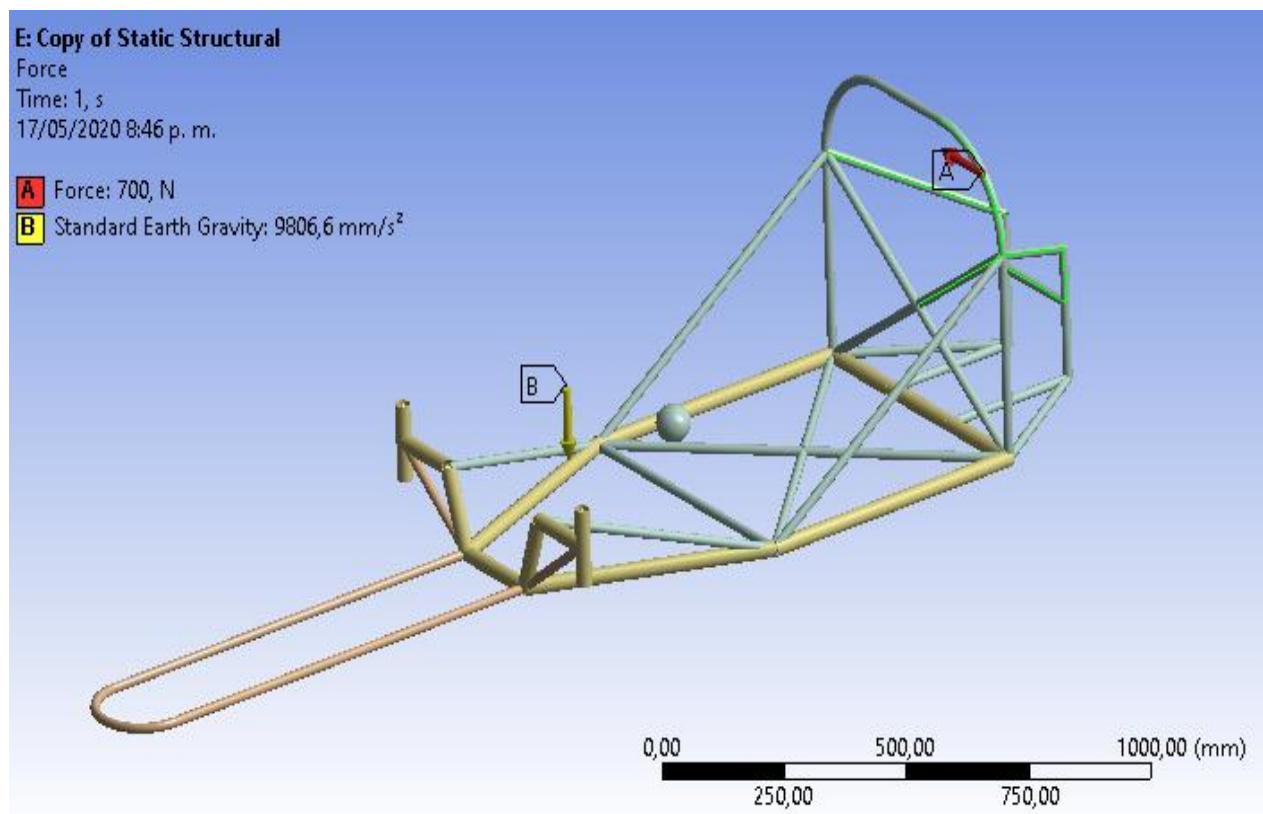
- Cargas

Se aplican cargas estáticas en diferentes direcciones a la estructura del chasis, donde se contempla la situación en la que debe soportar el peso del piloto, sus componentes y su propio peso, además de la carga en la barra antivuelco.

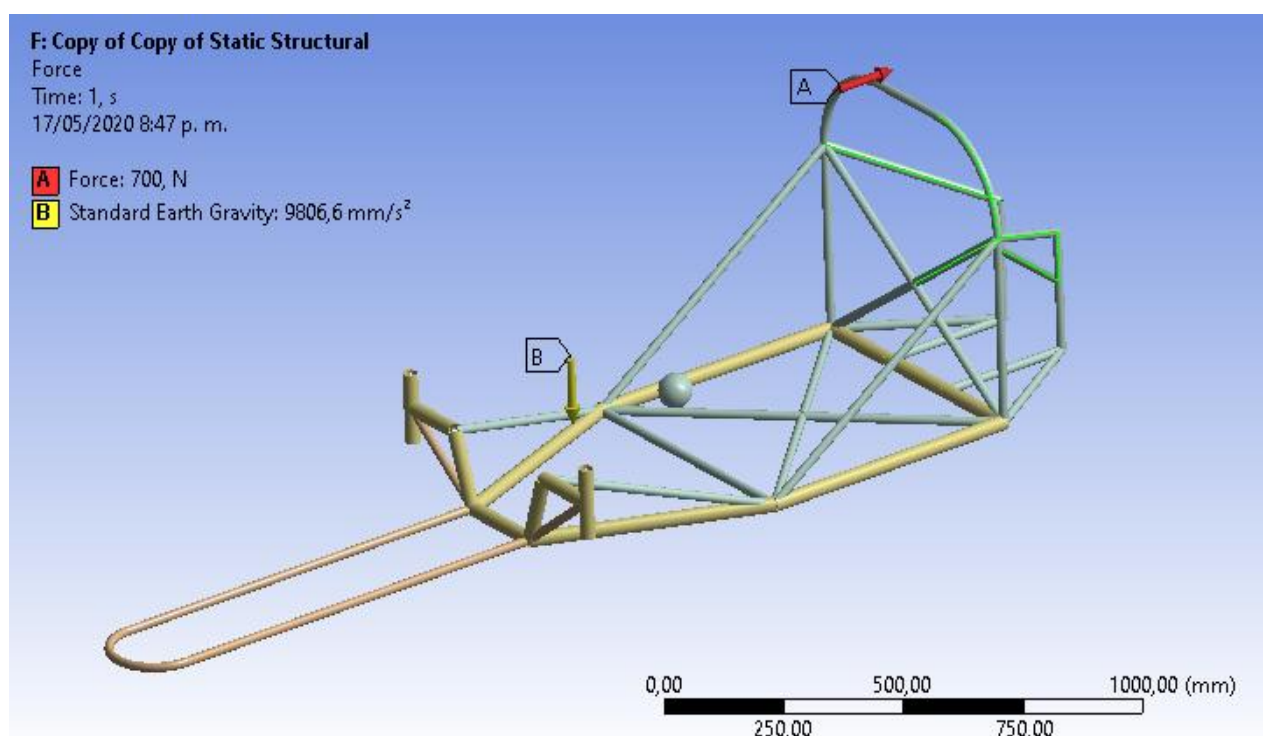


**Figura 41.** Carga vertical en la barra antivuelco

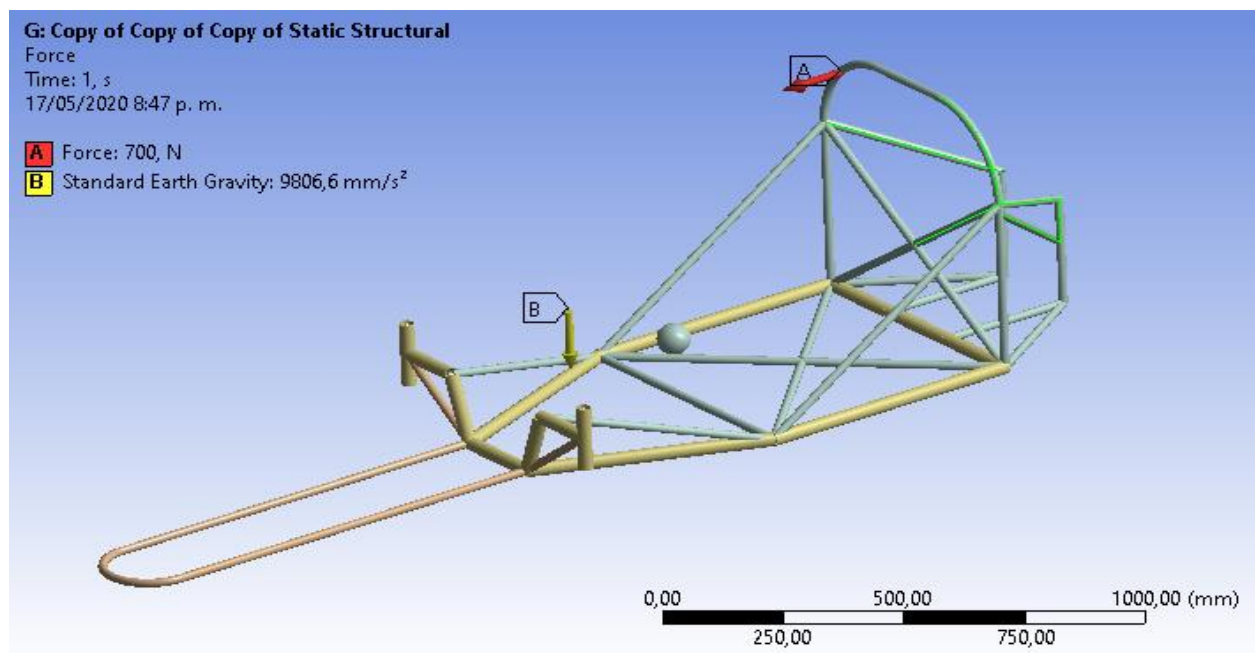




**Figura 42.** Carga lateral en la barra antivuelco



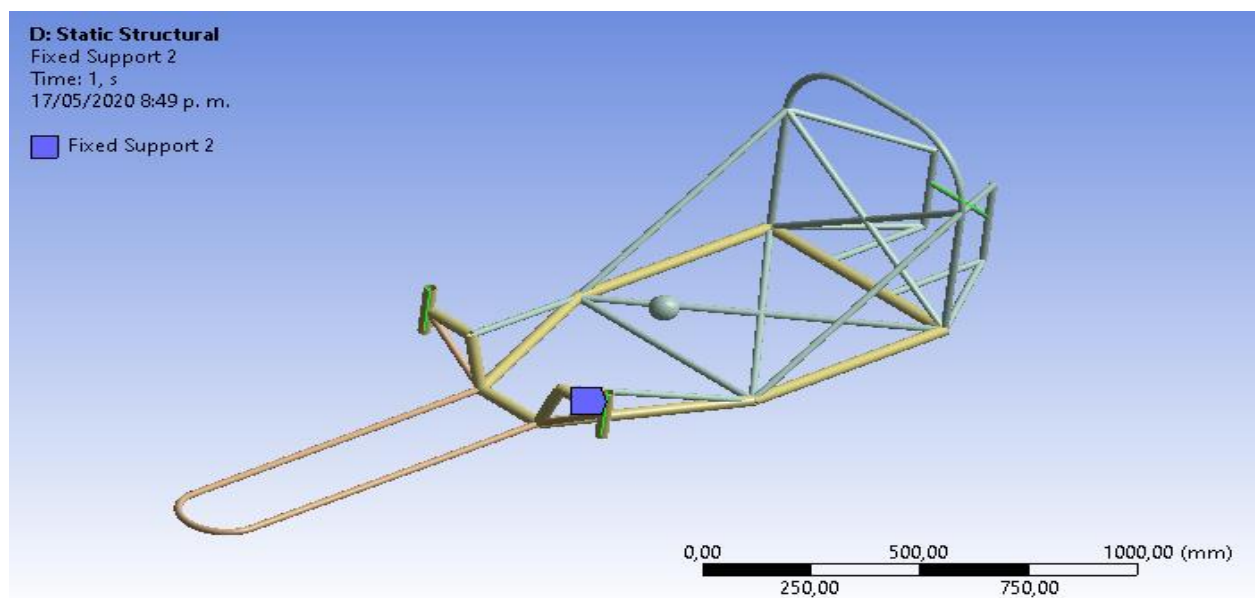
**Figura 43.** Carga frontal en la barra antivuelco



**Figura 44.** Carga trasera en la barra antivuelco

- **Sujeciones y/o restricciones**

Se consideran sujeciones en la parte delantera y trasera, donde irán ubicadas las ruedas, esta sujeción representa la manera en que se limitarían los grados de libertad en una prueba de laboratorio. Se utilizará la misma sujeción para todos los casos analizados en este numeral.

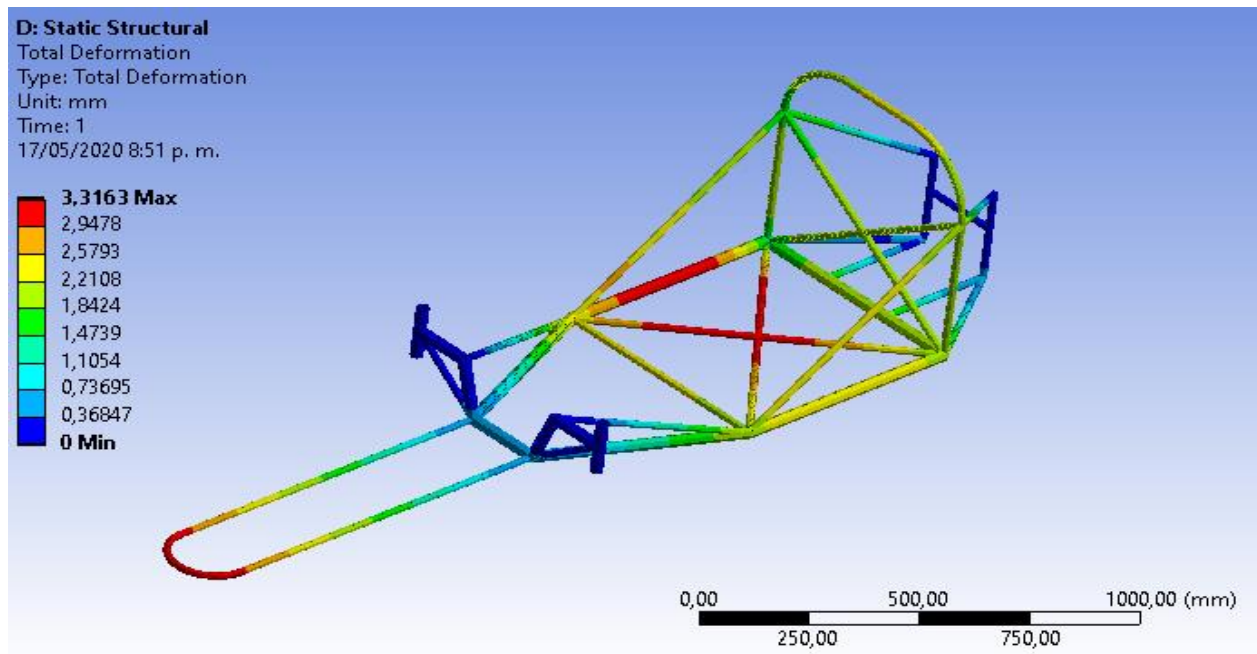


**Figura 45.** Sujeción barra antivuelco

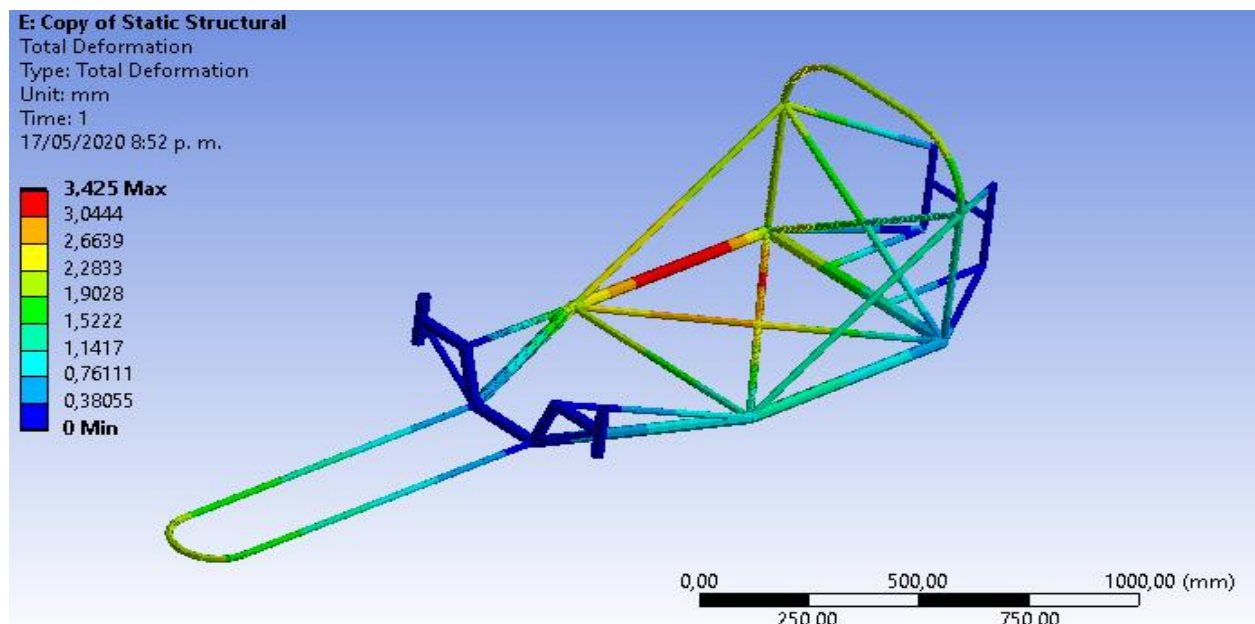
- **Resultados**

- a) Deformación total**

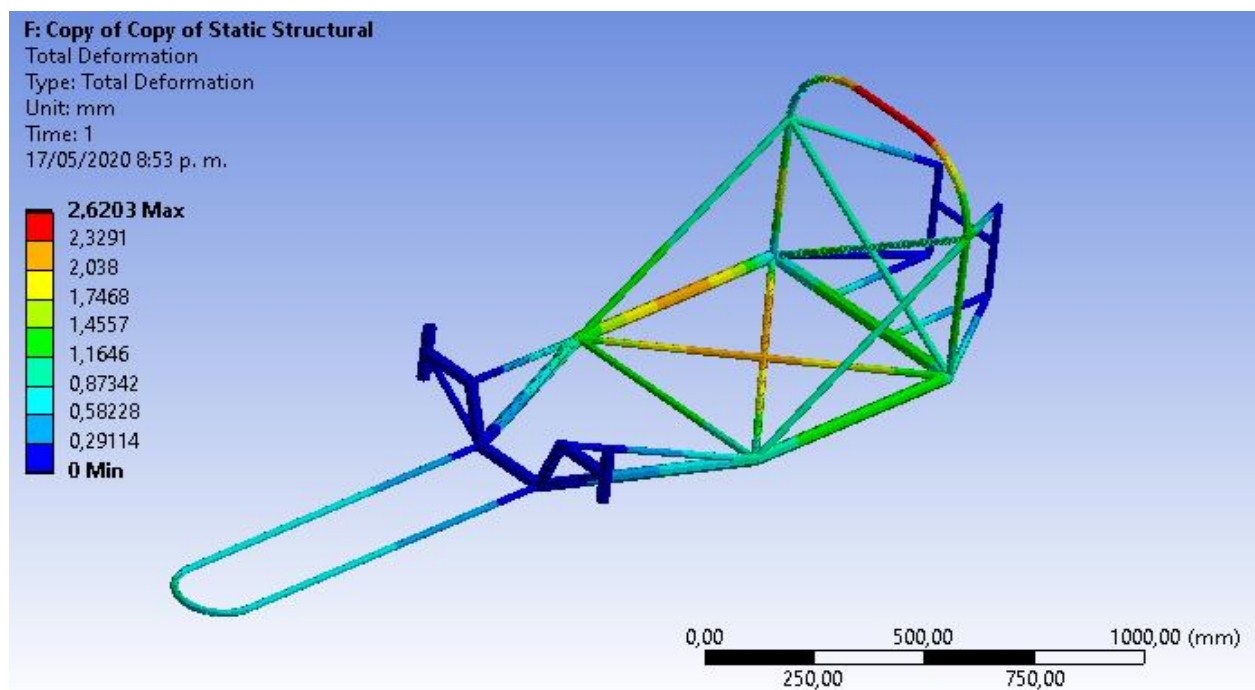
En las figuras 46, 47, 48 y 49 se presentan los resultados de la deformación total para los diferentes tipos de carga; de estas simulaciones, la que presenta mayor deformación es la carga trasera con un valor de 4,2 mm, comparada con la carga vertical, frontal y lateral de 3,3 mm, 2,6 mm y 3,4 mm respectivamente, concluyendo así, en lo que respecta a la deformación, que el chasis es seguro para el conductor. De acuerdo con la figura 49, este valor de máxima de deformación se encuentra en la parte superior de la barra antivuelco y no representa un riesgo para la cabeza del conductor.



**Figura 46.** Deformación total para carga vertical barra antivuelco

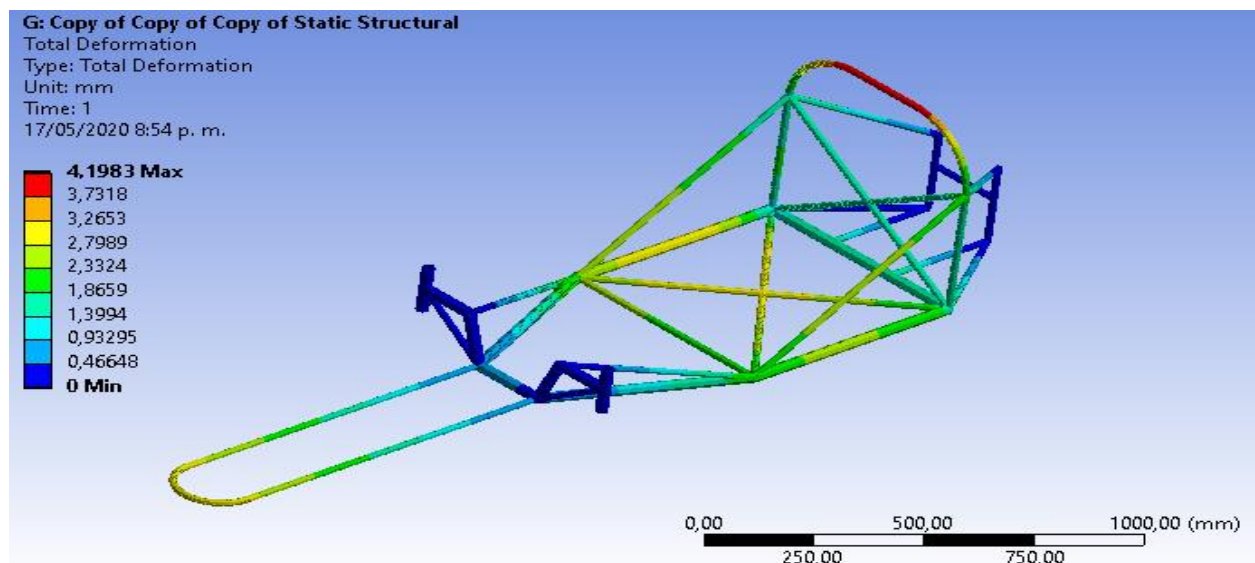


**Figura 47.** Deformación total para carga lateral barra antivuelco



**Figura 48.** Deformación total para carga frontal barra antivuelco

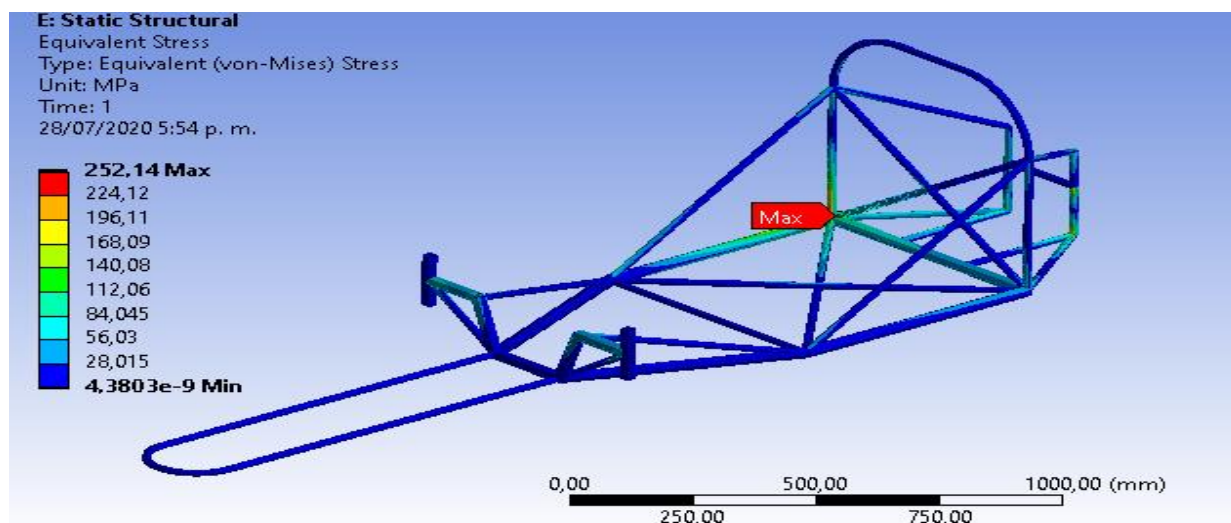




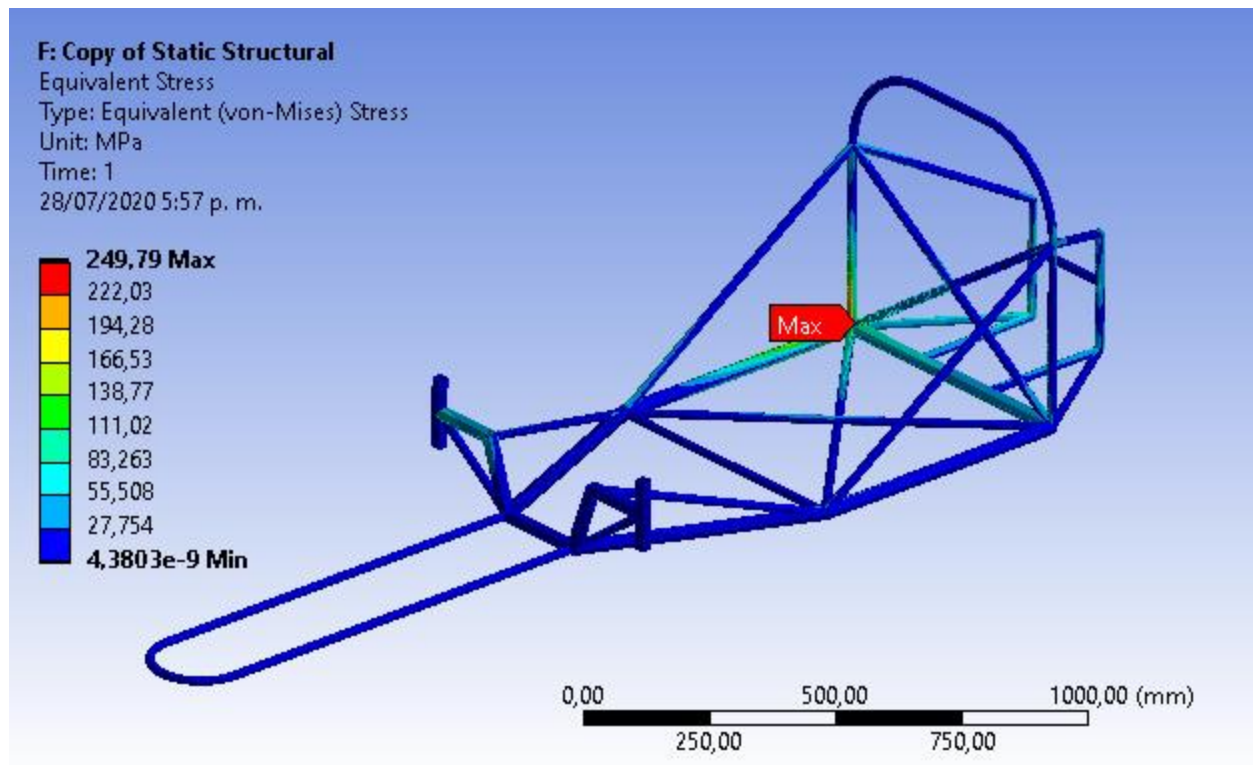
**Figura 49.** Deformación total para carga trasera barra antivuelco

#### b) Máximo esfuerzo

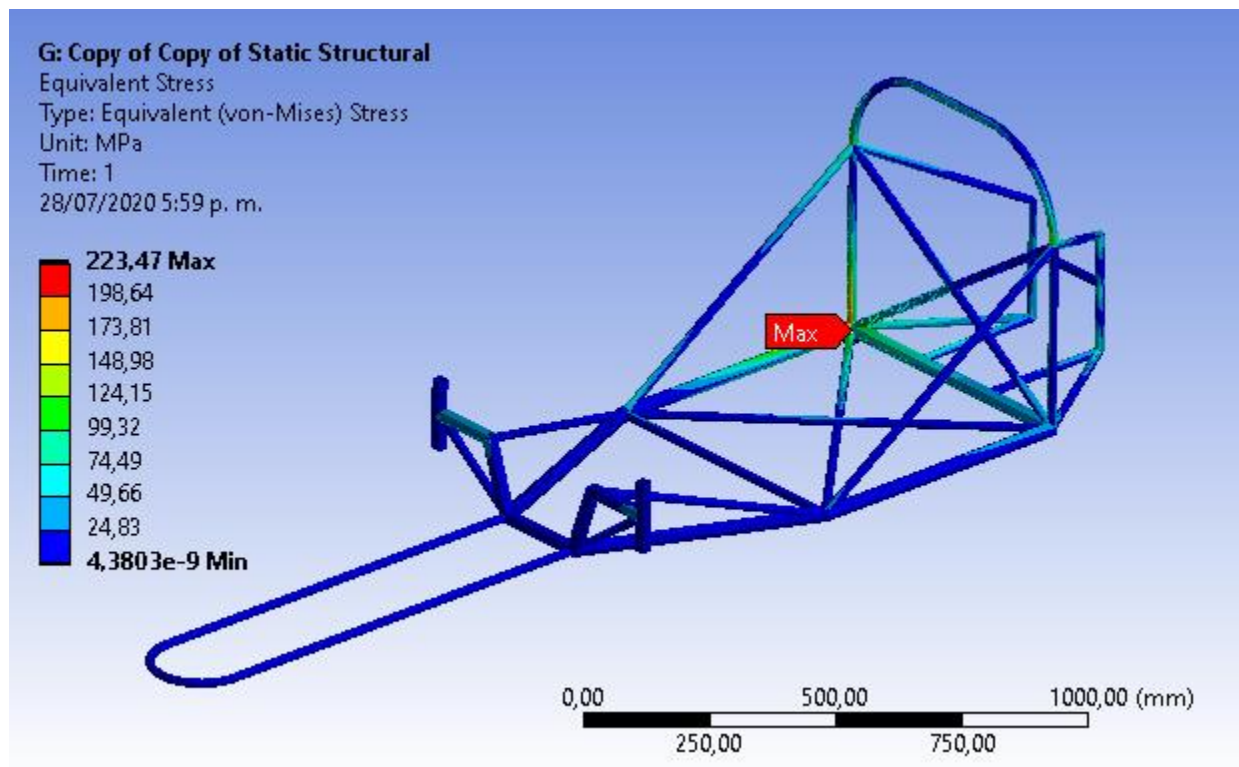
En las figuras 50, 51, 52 y 53 se presentan los resultados para el máximo esfuerzo en la estructura, y al igual que para la deformación total, se encuentra que la carga trasera es la que genera el mayor esfuerzo en la estructura con un valor de 266 MPa. Aun así, los esfuerzos máximos no superan el valor del límite elástico del material, lo que significa que no hay riesgos de fractura o falla. De acuerdo con la figura 53, el valor de máximo esfuerzo se encuentra en la junta superior de la figura o en la zona del habitáculo del conductor.



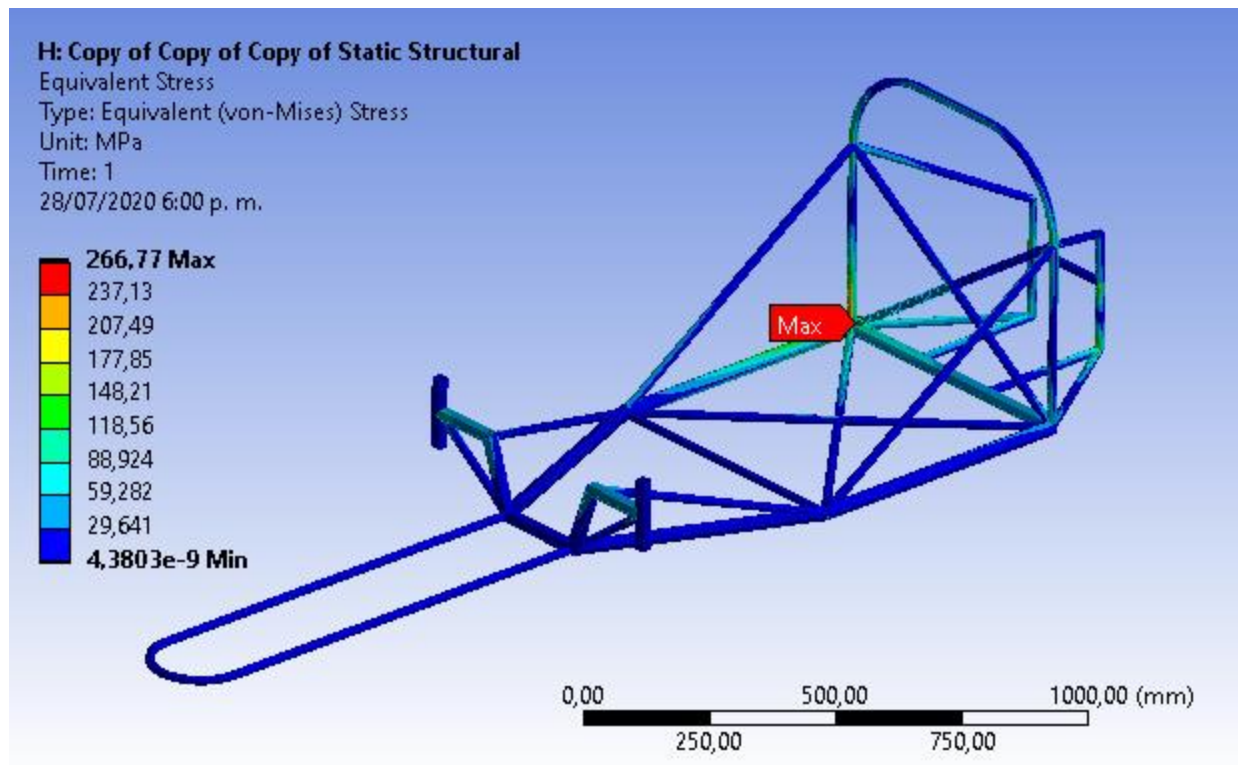
**Figura 50.** Máximo esfuerzo para carga vertical en la barra antivuelco



**Figura 51.** Máximo esfuerzo para carga lateral en la barra antivuelco



**Figura 52.** Máximo esfuerzo para carga frontal en la barra antivuelco



**Figura 53.** Máximo esfuerzo para carga trasera en la barra antivuelco

### c) Factor de seguridad

Por último, se tiene que el factor de seguridad más bajo es de 1,12 para la carga trasera aplicada en la barra antivuelco, ya que para las demás cargas se tienen valores de 1,19 en carga vertical, 1,20 para carga lateral y de 1,34 para carga frontal. Se considera un factor de seguridad aceptable para el diseño, ya que supera el valor permisible que es igual a 1 y cumple con las cargas exigidas en el reglamento.

## 3.4 DISCUSIÓN DE RESULTADOS

Después de proponer una metodología para analizar las diferentes configuraciones de carga y operación del vehículo, es necesario plantear a una discusión acerca de los resultados, establecer el cumplimiento tanto de seguridad del conductor como de las exigencias del reglamento. Es por eso por lo que, se abordaran las diferentes soluciones numéricas y visuales obtenidas en las simulaciones.

Es posible observar que, para las diferentes configuraciones de carga, el chasis ha superado cada condición, excepto, claro está, para el análisis de impacto frontal, donde se considera un impacto que multiplica por ocho veces la masa total del vehículo, pero que aun así, no afectaría la integridad del conductor; obteniendo un factor de seguridad mayor a uno y en algunos casos, bastante conservativo.

También es posible considerar, a partir de las figuras y simulaciones que representan la deformación del chasis, utilizar un perfil con un mayor diámetro para la zona donde se encuentra los máximos valores de esfuerzo, ya que, este cambio aumentaría el momento de inercia del tubo y mejoraría su capacidad de carga. Para esto, sería apropiado crear una tabla comparativa que evalúe el aumento de peso y el esfuerzo obtenido.

Una de las suposiciones iniciales que se utilizaron para la simulación, fue considerar una masa total de 99 kg para todo el vehículo, de esta suposición, la que presenta mayor margen para realizar algún cambio, es la masa del conductor. Se propone entonces, cumplir con la condición mínima de peso, es decir 50 kg incluyendo los elementos de seguridad, tanto para reducir la carga del chasis como para mejorar la eficiencia energética y ser competitivos con los otros equipos que tengan una configuración similar de materiales y peso.

Por último, es apropiado considerar el análisis para los diferentes elementos de sujeción que irán anclados en el chasis, como el arnés de seguridad, y así mismo, otros elementos que podrían mejorar la rigidez y el comportamiento, como el sistema de dirección o las propias ruedas, para de esta forma, definir completamente la estructura del chasis.



## **4. CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y TRABAJOS POSTERIORES**

### **4.1. CONCLUSIONES**

- Luego de analizar las condiciones y restricciones del reglamento para la competencia Shell Eco-Marathon se pudo obtener los parámetros dimensionales para el diseño del chasis, así como, definir las cargas y valores, que garanticen la integridad del conductor y la de los demás competidores. Lo anterior se implementó de manera plena y con una postura de desarrollo integral del vehículo final.
- Después de realizar una elección de los elementos y componentes que integrarán el vehículo, fue posible identificar las cargas muertas y las dimensiones base para generar un diseño preliminar que cumple con el reglamento. Teniendo en cuenta lo anterior se definieron los componentes que ya tienen un valor establecido en su peso, tales como el chasis, y accesorios como extintor, ruedas, manubrio, motor, entre otros. De igual forma, se buscaron acciones que buscaran reducir el peso, tales como la elección del piloto, la carrocería y la transmisión.
- Con el análisis del reglamento de la competencia y la elección de los componentes base que conformarían el vehículo, fue posible determinar la estructura del chasis, que al aplicar ingeniería inversa entre los resultados y el modelo CAD, permitió consolidar la propuesta de diseño bajo las condiciones de peso y dimensiones apropiados para el vehículo.
- Al desarrollar las diferentes etapas de preprocesamiento, procesamiento y postprocesamiento vinculados con la simulación computacional en ANSYS se pudo validar la integridad estructural del vehículo teniendo en cuenta un desempeño seguro y confiable para las diferentes condiciones de carga y operación del vehículo, donde se pudo verificar los factores de seguridad mínimos del sistema y comprobar la rigidez del chasis.

### **4.2. APORTES.**

- La revisión de la reglamentación de la competencia Shell Eco-Marathon Américas y la elección de aquellas normas que influyeran directa o indirectamente en el diseño del chasis, cabe resaltar que, es un reglamento demasiado extenso debido a que tiene las categorías urbano

y prototipo, además las anteriores se dividen en categorías de las diferentes fuentes de energía como el etanol, gasolina, diésel, motor eléctrico, entre otros.

- Se logró establecer un diseño que cumpla con el reglamento de la competencia y que, a su vez, fuera práctico para su manufactura. También se destaca que, aunque está diseñado en acero de mueble, este tiene un peso aceptable comparado con otros equipos que utilizan aluminio como material principal.
- La óptima utilización de las herramientas computacionales como lo fue al momento de diseñar el chasis en donde se utilizó el programa SOLIDWORKS y en la etapa de validación de este diseño se utilizó el programa ANSYS para poder garantizar la integridad estructural del vehículo sometido a posibles condiciones en la competencia.

#### **4.3. RECOMENDACIONES Y TRABAJOS FUTUROS.**

- Realizar un cambio en los demás componentes que integran el vehículo, para así realizar una reducción significativa del peso logrando disminuir cargas en el chasis, esto generaría poder elegir un elemento con menos peso o una triangulación con menos tubos en el chasis actual.
- Dentro de las simulaciones establecidas en este trabajo, se presentan algunas zonas que, aunque cumplen con tener un factor de seguridad mayor a uno, se podrían mejorar al plantear y analizar la utilización de otro tipo de perfiles o tamaños. También la posibilidad de reducir el peso total, con un conductor de menos masa o en los componentes que lo conforman, mejoraría estos valores.
- En el futuro sería posible que se cambie el material con el que se construye el chasis por otro como la fibra de carbono o el aluminio para lograr reducir el peso, así que, será necesario establecer un nuevo diseño, así como una nueva validación o simulación utilizando configuraciones de carga similares a las planteadas en este trabajo.
- Para la culminación del proyecto en el futuro se tendría que realizar una validación por medio de herramienta computacional del chasis, pero con todos los componentes necesarios para su funcionamiento y la realización de las pruebas de la competencia Shell Eco-Marathon Américas.

## BIBLIOGRAFÍA

- [1] Shell, “For Student Teams | Shell Global,” 2020. <https://www.shell.com/make-the-future/shell-ecomarathon/for-participants.html> (accessed Apr. 12, 2020).
- [2] P. Inglis, S. Flindall, and J. Belliveau, “Shell Eco Marathon chassis and body,” 2010, p. 40.
- [3] C. A. Pauta Minga, “Diseño y manufactura de un chasis para el prototipo de competencia Shell Eco-Marathon,” Universidad del Azuay, 2016.
- [4] M. Betancourt, B. Acosta, and F. Pinheiro, “Shell Eco-Marathon 100 % of Final Report,” Florida International University, 2012.
- [5] M. A. Pulgarín Arias and J. D. Zabala Guisado, “Diseño, construcción y pruebas de un vehículo prototipo Supermileage,” Universidad Tecnológica de Pereira, 2013.
- [6] F. Portero Ruiz, “Diseño y cálculo del chasis monocasco de un monoplaça de competición tipo fórmula,” Escuela Técnica Superior de Ingeniería, 2016.
- [7] A. F. Álvarez Andrade and G. A. Madrid Jaramillo, “Diseño y construcción del chasis para un vehículo tipo buggy de la fórmula automovilística universitaria (fau),” Escuela Superior Politécnica De Chimborazo, 2009.
- [8] T. E. Boye, O. P. Otazohor, and A. E. Akpan, “Design, fabrication and testing of a prototype vehicle chassis for Eco-Marathon Challenge,” *Niger. J. Eng.*, vol. 26, no. 2, p. 11, 2019.
- [9] M. Roberto Redondo, “Diseño y simulación de un chasis tubular para un vehículo tipo fórmula,” Universidad Politécnica de Madrid, 2017.
- [10] R. G. Budynas and K. J. Nisbett, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, Octava edi. McGraw Hill, 2014.
- [11] R. L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*, Cuarta edi. Pearson Educación, 2006.
- [12] A. Allport, K. Braico, K. Charles, W. Kyi, and W. Lai, “Urban concept competition vehicle chassis design report,” 2009.
- [13] Colmena, “Línea mueble Cold Rolled NTC-1986,” 2018. [www.tuboscolmena.com](http://www.tuboscolmena.com) (accessed Apr. 15, 2020).
- [14] A.-J. Jericho Alves, Benjamin Kurtz Moneer and D. Chief, “Shell Eco-marathon

- engineering analysis,” Northern Arizona University, 2013.
- [15] P. Blanco Esteban, “Estudio y diseño del bastidor delantero del prototipo destinado a participar en la competición Shell Eco- Marathon,” Universidad Carlos III de Madrid, 2010.
  - [16] H. D. Young and R. A. Freedman, *Física Universitaria volumen 1*, 12 edición. Pearson Educación, 2009.
  - [17] D. M. Forero Moreno and Á. J. Pinzón Flórez, “Diseño del chasis para un vehículo categoría concepto urbano, aplicado a la competencia Shell Eco Marathon,” Universidad de San Buenaventura, 2014.
  - [18] M. R. Martinez, “Distribución y representación de tensiones tangenciales en secciones cerradas de pared delgada multicelulares con la ayuda del programa de elementos finitos ANSYS,” Universidad Politécnica de Cartagena, 2017.
  - [19] J. D. G. van Kerkhoven, “Design of a formula student race car chassis,” Technische Universiteit Eindhoven, 2008.
  - [20] Shell, “Shell Eco Marathon 2020 official rules,” in *Shell Eco Marathon*, 2020, p. 47.

## **ANEXOS**

### **ANEXO A. REGLAMENTO**

Para el diseño del chasis y disposición de los componentes del vehículo, se tiene el reglamento dado por la competencia. Las restricciones de las reglas permitirán definir dimensiones, consideraciones de seguridad y opciones de diseño, que posibiliten crear una propuesta apropiada que involucre todos los elementos [2].

- **Conductor y equipamiento (Artículo 20)**

a) El peso mínimo del conductor utilizando los equipos de protección debe ser de 50 kg para la categoría prototipo y 70 kg para la categoría de concepto urbano; si no se logra dicha masa, se agregará un peso al vehículo hasta alcanzar el valor asignado.

b) El casco deber ser completo o tres cuartos, con visera anti-rayones.

c)El conductor debe usar un traje de competición, guantes y zapatos con retardante de fuego, no se puede ver ninguna parte de piel del conductor una vez puesto todo el traje.

d) Asegurar la comodidad del conductor en condiciones de mucho calor, llevar líquidos hidratantes con un dispensador que permita dejar las manos libres durante la competición; se recomienda usar una pantalla para el sol.

- **Diseño del vehículo (Artículo 25)**

a) Durante el diseño de vehículos, construcción y planificación de la competencia, los equipos participantes deberán prestar especial atención a todos los aspectos de la seguridad, es decir, la seguridad del conductor, la seguridad de otros miembros del equipo y de los espectadores.

- Los vehículos prototipos deben tener tres o cuatro ruedas para participar, que en condiciones normales de funcionamiento deben estar todas en contacto continuo con la carretera.

b) Los apéndices aerodinámicos, que se ajustan o son propensos a cambiar de forma debido a la fuerza del viento mientras el vehículo está en movimiento, están prohibidos.

c) Las carrocerías de los vehículos no llevarán apéndices externos que puedan ser peligrosos para otros miembros del equipo. Las puntas deben tener un radio de 5 cm o más y en su defecto deberán ser de espuma o material deformable.

d) La carrocería del vehículo debe ser sólida, con una rigidez adecuada para no ser propensa a cambiar de forma debido a la fuerza del viento.

e) El interior del vehículo no debe contener objetos que puedan lesionar al conductor durante una colisión.

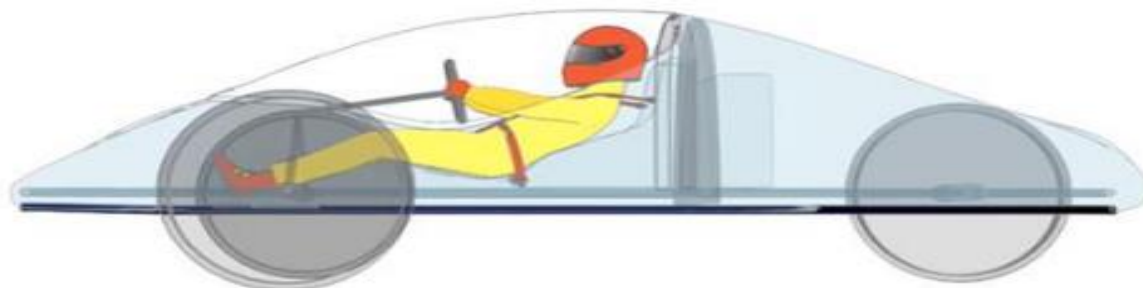
f) La ventana no debe estar hecha de cualquier material que pueda romperse en fragmentos afilados; se recomienda usar policarbonato.

g) Cualquier tapa del compartimento de la energía (motor / transmisión / batería, entre otros.) debe ser fácil de abrir para realizar una rápida inspección.

h) Todas las partes del tren de transmisión, incluyendo el depósito de combustible, los componentes del sistema de hidrógeno, entre otros, debe estar dentro de los límites de la cubierta del cuerpo.

i) Todos los objetos del vehículo deben estar montados de manera segura. Cuerdas u otros materiales elásticos no se permiten para fijar objetos pesados como baterías.

j) Todos los vehículos deben tener un piso sólido y marco que impida que cualquier parte del cuerpo del conductor entre en contacto con el suelo.



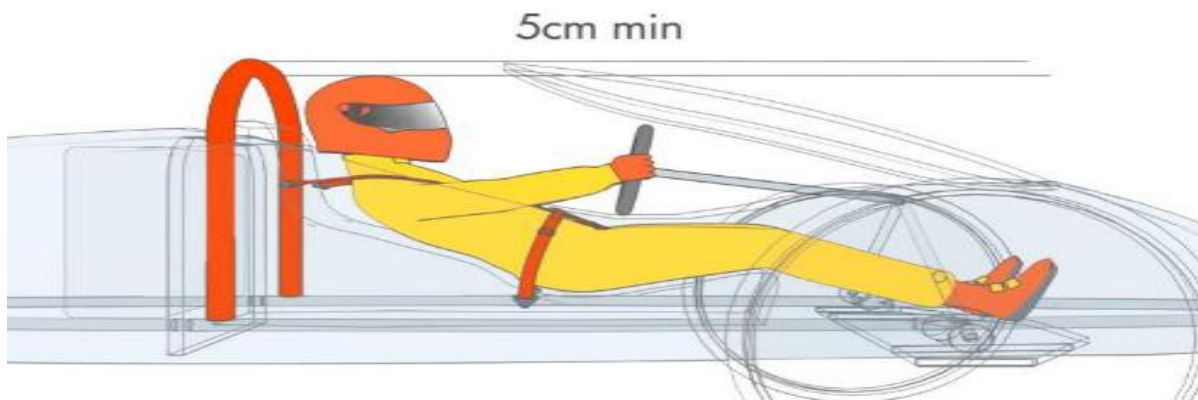
**Figura 54.** Reglamento para el piso del vehículo [20]

k) Todos los vehículos (incluyendo prototipos) deben estar completamente cubiertos. Vehículos descubiertos no están permitidos. Vehículos que se parecen a las bicicletas, triciclos y sillas de ruedas no son aceptables.

- **Chasis y monocasco (Artículo 26)**

a) Los equipos deben asegurarse de que el chasis del vehículo o monocasco este diseñado con las dimensiones adecuadas para proteger eficazmente el cuerpo del conductor en el caso de una colisión o volcamiento. Los organizadores tienen la potestad de excluir cualquier vehículo cuya construcción se considere peligrosa.

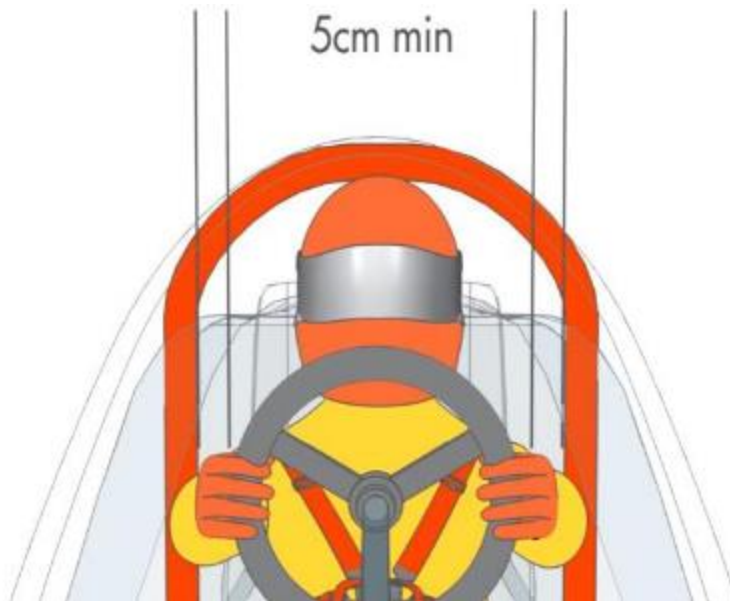
b) El chasis del vehículo debe estar equipado con una barra antivuelco eficaz, que se extienda 5 cm alrededor del casco del conductor sentado en posición normal de conducción con los cinturones de seguridad abrochados.



**Figura 55.** Altura de la barra antivuelco [20]

- ❖ Si esta posición impide la visibilidad del conductor se considerará que la barra antivuelco no es adecuada. La eficacia de la barra antivuelco y la visibilidad deben ser evaluadas simultáneamente, es decir, el conductor no debe levantar la cabeza o el torso por encima de la barra antivuelco para pasar la prueba de visibilidad.

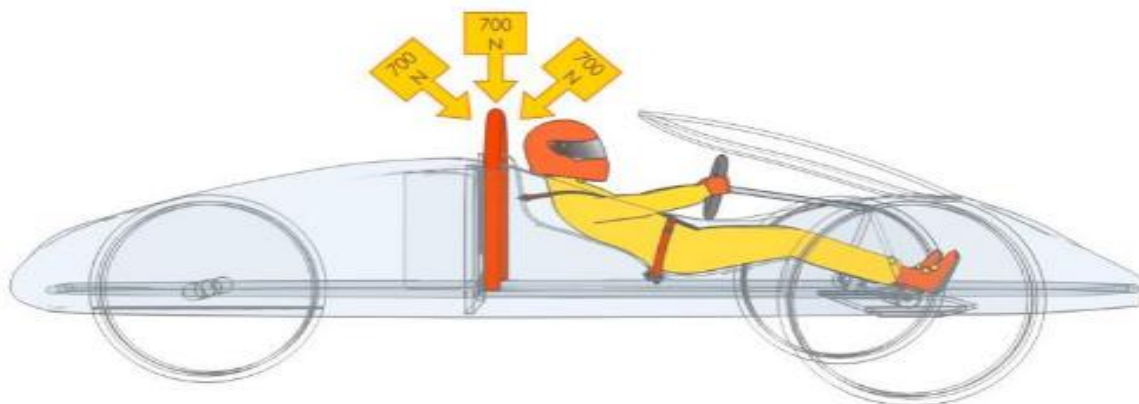
c) La barra antivuelco debe extenderse más allá de la anchura de hombros del conductor cuando esté sentado en su posición normal de conducción con los cinturones de seguridad abrochados.



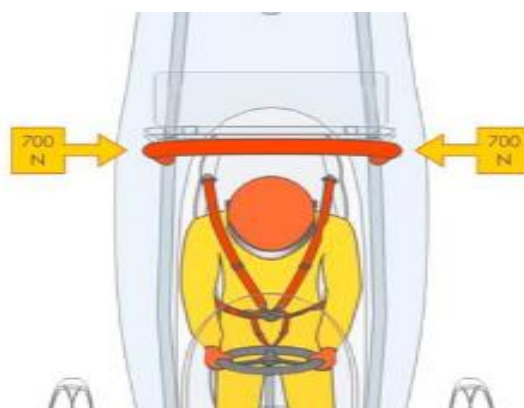
**Figura 56.** Anchura mínima de la barra antivuelco [20]

- ❖ Está permitido utilizar una barra estabilizadora tubular o de tipo panel. Si se utiliza una barra estabilizadora tubular, debe ser de metal. Una barra antivuelco de tipo panel debe ser una parte integral del chasis del vehículo o integrado en un monocasco.
- d) Cualquier barra antivuelco debe ser capaz de soportar una carga estática de 700 N (~ 70 kg) aplicada en una dirección vertical, horizontal o perpendicular, sin deformación (en cualquier dirección).





**Figura 57.** Vista lateral de las cargas aplicadas en la barra antivuelco [20]



**Figura 58.** Vista superior de las cargas aplicadas en la barra antivuelco [20]

- **Posición del conductor (Artículo 33)**

Por razones de seguridad, se prohíbe la posición de conducción de cabeza. La posición del conductor deberá ser tal que, el casco quede 5 cm por debajo de la barra antivuelco y que la visibilidad para el conductor este intacta al mismo tiempo.

- **Dimensiones (Artículo 39)**

- a) La altura máxima del vehículo debe ser inferior a 100 cm.
- b) El ancho de vía del vehículo debe ser de al menos 50 cm, medidos entre los puntos medios en los neumáticos de las ruedas externas tocando el suelo.
- c) La relación entre la altura máxima dividida por ancho de vía debe ser inferior a 1,25.

- d) La distancia entre ejes del vehículo debe ser de al menos 100 cm.
- e) La anchura total del vehículo no debe superar los 130 cm.
- f) La longitud total máxima no debe superar los 350 cm.
- g) El peso máximo del vehículo, sin el conductor debe ser de 140 kg.

- **Radio de giro y volante (Artículo 42)**

- a) Solo será permitido un volante en frente, en caso de que los organizadores no estén satisfechos con sistema de dirección del vehículo, se puede llegar a ser removido de la competencia.
- b) El radio de giro debe ser de 8 m o menos; el radio de giro es la distancia entre el centro del círculo y la rueda más externa del vehículo. La rueda externa debe ser capaz de seguir un arco de 90° de 8 m de radio en ambas direcciones.
- c) Se puede realizar un curso de conducción para verificar las habilidades del conductor, así como el radio de giro y la precisión del volante.

## ANEXO B. RESISTENCIA ACEROS NORMA ASTM A-568

1	2	3	4	5	6	7	8
	SAE y/o	Procesa-	Resistencia	Resistencia a			
UNS núm.	AISI núm.	miento	a la tensión, MPa (kpsi)	la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación en 2 pulg, %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

**Figura 59.** Resistencia a la fluencia y resistencia última para algunos aceros bajo la norma ASTM A-568 [10]